

Modelação de autocarros em elementos finitos



Rui Pedro Vieira Garrido

Relatório do Projecto Final

Orientador na CaetanoBus: Mário Filipe Dias Fernandes

Orientador na FEUP: Prof. Paulo Tavares de Castro

Co-orientador: Prof. Pedro Miguel Guimarães Pires Moreira



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2010

Resumo

Este relatório vem descrever o trabalho realizado na Empresa CaetanoBus, no âmbito da Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica.

Este trabalho tem presente três temas principais a estudar, desde logo um primeiro que consiste na validação do *software* Ansys por comparação com o StressLab.

Um segundo tema presente, está ligado com o estudo de zonas de ligação entre perfis, onde é estudada a possibilidade de incorporar módulos sólidos dessas zonas.

O outro grande tema abordado é a possibilidade de modelação de materiais compósitos do tipo *sandwich*, e a modelação de componentes estruturais com este tipo de materiais.

Conclui-se que não é possível validar totalmente o software Ansys por comparação com o StressLab, devido ao modo exacto como o Ansys calcula as tensões. É possível incorporar no mesmo modelo *beam*, *shell* e *solid*, verificando-se que para chapas finas os elementos *shell* traduzem resultados parecidos com os elementos *solid*.

O estudo da introdução de um tejadilho em *sandwich*, revelou uma melhoria estrutural do autocarro, no entanto este torna-se mais rígido.

Abstract

The present report describes the works done in the company CaetanoBus for the Master Degree's Thesis in mechanical engineering.

There are presented three main themes, the first one is try to validate Ansys through a comparative study with StressLab applied to a bus structure.

The second theme is about the possibility of incorporate in the same model different kinds of elements as shell, beam and solid which allows to study the connections of beam joints and more complex parts of a bus structure.

The third and last theme is composed about the possibility of modelate bus's roof in composite materials and test their benefits in the bus frame.

The main conclusions are that it is not possible to validate completely the software Ansys through the comparison with StressLab because of the high precision with Ansys calculate the stresses. The study of the incorporation in the same model, beam shell and solid revealed a successful way to study the connections between the beam joints and other complex geometries.

The introduction of a bus's roof built with a sandwich panel has revealed structural improvements.

Agradecimentos

É essencial referir e agradecer esta excelente oportunidade proporcionada pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e a CaetanoBus.

A um nível particular, pela ajuda essencial e contribuição directa para o sucesso deste trabalho, tenho que agradecer ao Prof. Paulo Tavares de Castro, Eng. Filipe Fernandes, Prof. Pedro Pires Moreira e ao Eng. André Ramos por todo o apoio a nível técnico e pessoal ao longo de todo o estágio.

Agradeço também a todos os colaboradores do departamento de engenharia da CaetanoBus pelo acolhimento hospitaleiro.

Resta-me agradecer à minha família e amigos por todo o apoio durante a minha formação.

Índice de conteúdos

Glossário.....	xi
Abreviaturas.....	xiii
1 Introdução.....	1
1.1 Apresentação da empresa CaetanoBus	1
1.2 Inserção e subordinação das responsabilidades.....	3
1.3 Organização e temas abordados no presente relatório.....	4
1.4 Breve referência a estudos prévios e inovações introduzidas com o trabalho exposto.....	6
2 Validação do Software Ansys.....	9
2.1 Comparação dos modelos em termos de massa e CG	10
2.1.1 Resultados da massa e CG.....	11
2.2 Cálculo das tensões e deslocamentos	13
2.2.1 Definição do modelo de cálculo	13
2.2.2 Resultados obtidos.....	15
2.2.3.2 Comparação da tensão de von Mises entre Ansys e StressLab	19
2.2.3.3 Comparação do deslocamento em Uz entre Ansys e StressLab	21
2.3 Justificação dos resultados	22
2.3.1 Análise dos resultados por tipo de perfis.....	23
2.3.2 Análise de sub-módulo representativo	25
2.3.3 Análise de resultados	26
2.3.4 Verificação do modo de cálculo das tensões	27
2.4 Discussão dos resultados	37
3 Análises locais	43
3.1 Objectivos das análises locais.....	43
3.2 Análise local da zona traseira	44
3.2.1 Resultados da simulação.....	47
3.2.3 Estudo da introdução de um reforço.....	49
3.3 Introdução de um módulo sólido no Ansys	53
3.3.1 Módulo sólido com elementos solid.....	54
3.3.2 Módulo sólido com elementos <i>shell</i>	57

3.3.4	Comparação de resultados	60
3.4	Análises locais modelação de peças complexas	63
3.4.1	Modelação da geometria em elementos <i>solid</i>	64
3.4.2	Modelação da geometria em elementos <i>shell</i>	67
4.4.3	Comparação de resultados	70
4	Modelação de componentes estruturais em sandwich.....	75
4.1	Introdução e objectivos.....	75
4.2	Modelação da <i>sandwich</i> em Ansys.....	75
4.2.1	Estudo do elemento	78
4.3	Simulação do tejadilho no Ansys	85
4.3.1	Comparação entre as duas soluções construtivas	87
4.3.2	Estudo da variação da espessura da <i>sandwich</i>	91
5	Conclusões e perspectivas de trabalho futuro.....	95
	Referências e Bibliografia	97
Anexo A:	Macro para cálculo de massa e CG.....	99
Anexo B:	Macro para cálculo das tensões de von Mises	103
Anexo C:	Método de cálculo das tensões para o BEAM188	107
Anexo D:	Resultados da passagem dos modelos para o Ansys.....	111

Glossário

IGES-Initial Graphics Exchange Specification

APDL-Ansys Parametric Design Language.

Ansys-Código de elementos finitos.

Cosmos-Código de elementos finitos.

Fortran-Linguagem de programação que serve de base ao Ansys.

E-Módulo de elasticidade.

ν -Coeficiente de Poisson.

G-Módulo de rigidez.

Abreviaturas

CG	: Centro de gravidade
ENG	: Departamento de Engenharia
FEM	: Finite Element Method
CAD	: Desenho assistido por computador
CAM	: Computer-aided manufacturing

1 Introdução

1.1 Apresentação da empresa CaetanoBus

“A CaetanoBus é uma empresa de fabricação de carroçarias e veículos para o transporte público de passageiros” – www.caetanobus.pt.

Fundada em 2002 como resultado de uma parceria entre os Grupos Salvador Caetano e Daimler Chrysler que nela participam através das suas representadas, Saltano SGPS (74%) e Evobus Portugal (26%), a CaetanoBus integraram na sua estrutura a divisão fabril de Gaia, até então pertencente à Salvador Caetano.

A parceria estabelecida com a EvoBus em 2002 veio possibilitar à CaetanoBus a aquisição de novos métodos de fabrico e gestão, que aliados ao know-how herdado da anterior divisão fabril Gaia da SALVADOR CAETANO IMVT, permitiu desenvolver uma tecnologia de produção ao nível dos melhores fabricantes europeus.

Apesar de ser uma empresa relativamente recente, conta com a larga experiência adquirida pelos seus cerca de 530 colaboradores ao longo de 50 anos de actividade desenvolvida na Divisão Fabril de Gaia, até então pertencente à Salvador Caetano – IMVT.

A fábrica ocupa uma área total de 150.000 m^2 , 50.000 m^2 cobertos, os quais na sua maioria dizem respeito à área de montagem. Esta área dispõe de 5 naves principais, sendo duas de montagem que se repartem por uma de montagem de modelos em produção e outra para desenvolvimento de protótipos, uma de pintura, uma de acabamentos e finalmente uma de retoques finais para entrega de clientes. Existem ainda os armazéns de peças, materiais, tintas e dos comerciais pós-vendas, ver figura 1.

As carroçarias produzidas pela CaetanoBus são montadas sobre chassis de várias marcas e com diferentes especificações, consoante as exigências dos clientes.

O destino da maioria dos produtos da empresa é a exportação, salientando-se os mercados Alemão, Inglês e Espanhol. A nível de veículos de turismo o mercado Inglês é líder na aquisição de modelos Levante, já o Tourino possui uma distribuição mais homogénea por todo o mundo. O modelo COBUS, utilizado no transporte dentro de aeroportos, é também distribuído para todo o mundo.

Actualmente a empresa está numa fase de conquista de novos mercados, nomeadamente Asiático e do Médio-Oriente.

O aumento sustentado da capacidade competitiva, o respeito pelos parceiros de negócio e o gosto pela inovação, são outras características da CaetanoBus, uma empresa que se orgulha de ser social e ambientalmente responsável.



Figura 1- Instalações da CaetanoBus [8]

Os principais modelos produzidos pela empresa estão descritos na tabela 1.

Tabela 1-Modelos produzidos na CaetanoBus [8]

Turismo	Levante		Veículo de transporte de passageiros de turismo. É o primeiro a ser desenhado para ser 100% acessível, mas sem a imagem de um “autocarro especial” e sem uma transformação improvisada à posteriori, como acontece na concorrência.
	Winner		Referência internacional nos veículos de transporte de passageiros. A sua carroçaria foi desenhada e desenvolvida para se adaptar a todos os chassis e especificações.
	Enigma		Autocarro de Grande Turismo moderno e inovador. O design, a escolha dos materiais, os elevados níveis de segurança e a sua performance, fazem do Enigma um veículo extremamente confortável.

	Tourino		<p>Autocarro midi.</p> <p>Transportando de 30 a 38 passageiros, o Tourino é a solução ideal para o transporte de grupos de média dimensão, oferecendo ainda segurança avançada, ergonomia e design apelativo.</p>
Urbanos	City Gold		<p>Autocarro urbano.</p> <p>Funcionalidade, ergonomia, amplo espaço interior, manutenção simplificada e elevada segurança são os traços-chave do City Gold.</p>
	Double Decker		<p>Autocarro para circuito urbano, com capacidade para 115 passageiros.</p> <p>Montados sobre chassis Scania de 3 eixos e carroçaria totalmente em alumínio.</p>
Aeroporto	Cobus		<p>Um moderno autocarro de aeroporto.</p> <p>Diminuir o tempo entre o check in e o embarque. Este autocarro transporta mais passageiros que qualquer outro modelo.</p> <p>Manutenção rápida e económica.</p>

1.2 Inserção e subordinação das responsabilidades

As actividades desenvolvidas no âmbito deste estágio enquadraram-se no Departamento de Concepção e Desenvolvimento designado por ENG. Este sector técnico tem como missão a completa definição do produto, fornecendo aos sectores a jusante a informação necessária, de forma a facilitar os processos que aí decorrem e a garantir a satisfação de todos os clientes internos e externos. Foi dentro do departamento ENG que foi possível encontrar todo o apoio técnico e teórico para o desenvolvimento dos trabalhos propostos.

O departamento ENG está directamente ligado com outros departamentos dentro da empresa que em conjunto com estes coopera em toda a linha de desenvolvimento de um novo produto (ver figura 2). Cada um destes departamentos possui uma linha de orientação de actividades bastante definida para que a interligação entre departamentos produza resultados produtivos.

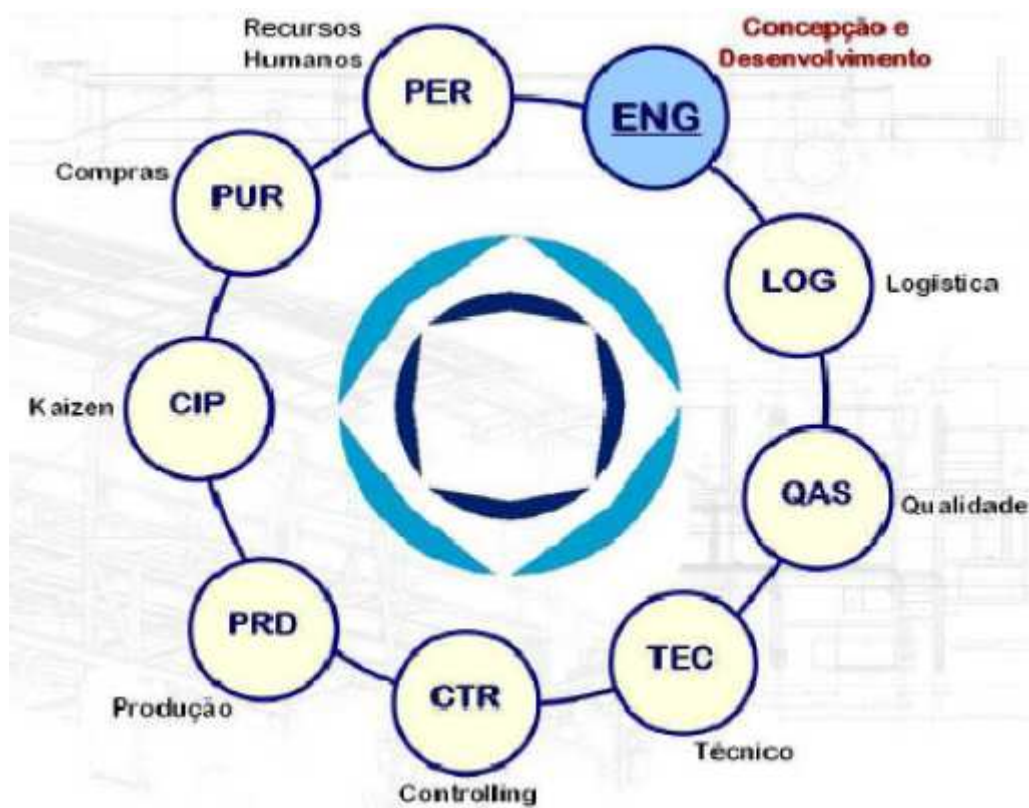


Fig.2- Departamentos da CaetanoBus [8]

1.3 Organização e temas abordados no presente relatório

O presente trabalho é constituído essencialmente por três temas principais, sendo que cada tema está organizado da seguinte forma, apresentação do problema, apresentação do trabalho realizado, dos resultados e sua discussão e finalmente conclusões e sugestões de trabalho futuro. Uma parte substancial do trabalho foi também dedicada à passagem dos modelos do StressLab para o Ansys e realização das macros, que consta apenas nos anexos dado não ter conteúdo académico relevante. Todos os anexos referentes aos diferentes temas estão disponíveis no final do relatório.

De seguida apresenta-se o plano de trabalhos definido para o presente estágio:

Tabela 2-Planificação do estágio

	Temas	Semanas																		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1	Organização Empresa	■	■																	
2	Validação Ansys		■	■	■	■	■	■												
3	Realização Macros				■	■														
4	Passagem Ansys							■	■	■	■									
5	Análises Locais										■	■	■	■	■					
6	Modelação sandwich														■	■	■			
7	Relatório Final																	■	■	■

1-Organização Interna da Empresa e do ENG

Objectivo: Conhecer a estrutura organizacional da Empresa em geral e do ENG em particular, quer em termos de recursos humanos (nas suas vertentes hierarquia e funcional), quer em termos de meios de trabalho e processos relacionados com o âmbito do estágio.

2-Validação do Ansys

Objectivo: Estudo comparativo entre o *software* StressLab e Ansys, de maneira a obter uma referência padrão entre os resultados fornecidos pelo primeiro, tendo em conta o histórico presente na empresa de cálculos já efectuados e experienciados.

3-Realização de macros para optimização do processo de análise

Objectivo:

-Realização de uma macro que calcula o centro de gravidade e massa de um dado de conjunto de elementos seleccionados.

-Realização de uma macro que calcula a tensão máxima de von Mises para cada elemento do tipo *beam*, possibilitando a selecção dos elementos que contêm tensões elevadas.

4-Passagem dos modelos de cálculo do StressLab para o Ansys

Objectivo: Resgatar os 6 modelos de cálculo actualmente no StressLab para o Ansys, com validação em termos dos seus centros de massa, tara e descarga por eixo. São estes os denominados modelos Levante Scania 2 e 3 eixos, Interurbano, Single Decker Hong Kong 10,5 e 12,5m e o modelo City Gold Marrocos.

5-Análises Locais

Objectivo: Desenvolver novos métodos de análise tendo em conta os novos “outputs” do *software* Ansys. Estudo da possibilidade de modelos mistos, com combinação dos vários tipos de elementos *beam*, *shell* e *solid*.

6-Modelação de componentes estruturais em *sandwich*

Objectivo: Estudar a modelação de materiais compósitos no Ansys mais especificamente do tipo *sandwich*. Verificar o efeito na estrutura de um autocarro da mudança do processo construtivo do tejadilho, troca de um tejadilho actualmente em aço por um estruturalmente equivalente em *sandwich*.

7- Relatório Final

Objectivo: Apresentação de todo o trabalho desenvolvido, resultados e conclusões, sobre os tópicos anteriormente mencionados.

1.4 Breve referência a estudos prévios e inovações introduzidas com o trabalho exposto

A modelação em Elementos Finitos da estrutura resistente de um autocarro foi iniciada nos anos 90, no entanto só a partir de 2003 foram estabelecidos de uma forma mais consistente, métodos de análise e modelação pelo ex-estagiário António Morais [3].

O seu trabalho consistiu em estudar a melhor forma de modelar os diversos componentes estruturais do autocarro, assim como definição das solicitações que provocam uma exigência estrutural. Criando assim um modelo de simulação que posteriormente, após submetido a um método de análise permita a realização de acções de melhoria estrutural.

Este trabalho foi continuado em 2006/2007 pelo então estagiário André Ramos [2], que utilizando os mesmos procedimentos e introduzindo novos conceitos, efectuou um estudo de optimização estrutural, a nível de resistência e peso.

Recentemente a empresa adquiriu um novo software de elementos finitos Ansys, onde André Ramos [1] (agora como colaborador da empresa) adaptou as técnicas de análise anteriormente referidas, no entanto desenvolvendo-as e melhorando-as de acordo com as novas ferramentas que o novo programa dispõe.

Este último no decorrer do seu trabalho, deparou-se com um algumas dificuldades no que respeita à implementação do método de estabelecido, quer a nível da construção do modelo quer da análise de resultados. Além disto este constatou que o Ansys traz consigo uma panóplia de opções de pré e pós-processamento.

Destas constatações surge então o presente trabalho, este pretende explorar as novas ferramentas colocadas ao dispor pelo Ansys.

O estudo destas ferramentas permitiu o estabelecimento de novos métodos de análise e de modelação, para além da sua automatização através da criação de macros.

É agora possível a modelação de materiais compósitos assim como modelos de simulação mistos, isto é não apenas com elementos *beam* e *shell* mas também com elementos sólidos. Estes últimos em particular que vêm possibilitar a realização de análises locais no próprio Ansys.

2 Validação do Software Ansys

O presente capítulo tem por objectivo a validação do software Ansys, de forma a cumprir a norma **EN ISO 9004**, uma norma de qualidade que exige a validação das saídas de *software* antes de instalação ou utilização. Para além de aumentar o conhecimento sobre o novo programa Ansys.

Como descrito por André Ramos [1], foram encontrados alguns problemas, um primeiro na modelação, mais concretamente na forma de definição das secções que o Ansys permite. Um segundo foi na forma de comparar os resultados entre o StressLab e o Ansys, visto este ultimo não fornecer os resultados no mesmo formato dos existentes para os modelos simulados no StressLab.

O Ansys permite a definição de secções *beam* por três vias distintas:

- Introdução directa das propriedades físicas (inércias, áreas);
- Leitura de secções desenhadas no SolidWorks em formato **IGS**, com a geometria da secção;
- Utilização da biblioteca de secções já definidas no Ansys;

O StressLab não permite a definição da geometria das secções *beam*, este tem como “input” apenas as propriedades físicas (inércia, área), método que o Ansys também permite, no entanto não reporta tensões neste tipo de elementos devido ao facto de não ter uma geometria definida, pelo que não nos interessa este tipo de modelação.

Restam-nos então as outras duas formas de definição das secções, definição através da biblioteca de perfis Ansys e secções importadas do SolidWorks. O método mais simples é a utilização das bibliotecas no entanto André Ramos [1], verificou que estas trazem um acréscimo de peso da ordem dos 3%. Isto porque as secções da biblioteca Ansys não consideram os cantos arredondados como é o caso das secções reais (ver figura 3).

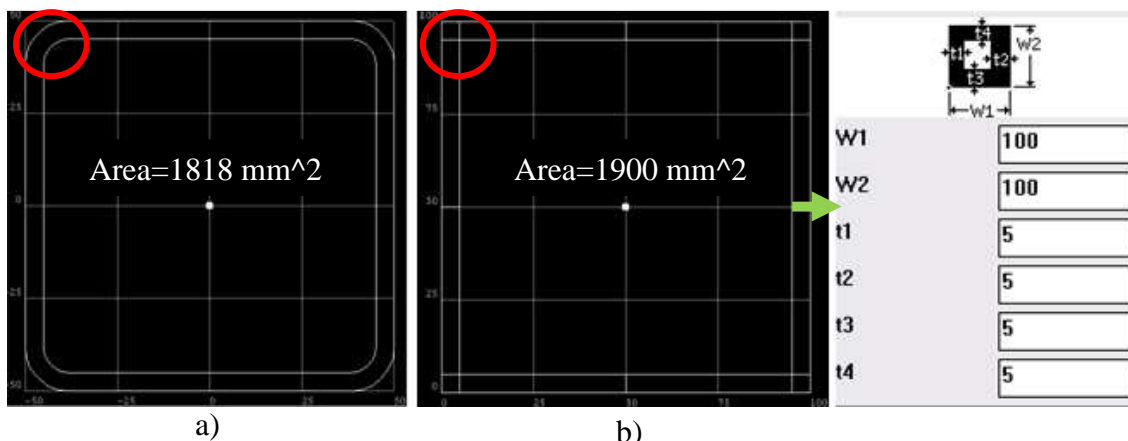


Fig.3 - a) Secção importada b) Secção da biblioteca Ansys

No entanto a diferença de peso não será o mais importante, é sim relevante o efeito que este acréscimo de peso tem no valor das tensões e deslocamentos finais após o cálculo por elementos finitos.

Tendo isto, o nosso objectivo será então verificar o erro introduzido em termos de massa, introduzindo as secções das duas maneiras distintas em comparação com o método de definição utilizado pelo StressLab (considerado correcto). E as diferenças a nível de tensões e deformações provocadas pelo aumento do peso e pela pequena diferença da geometria no canto das secções (cantos redondos e cantos rectos).

O modelo de cálculo escolhido para o presente estudo foi o CCFL-VOLVO estudado também por André Ramos [1].

2.1 Comparação dos modelos em termos de massa e CG

Nesta parte iremos comparar os dois modelos do Ansys com o modelo do StressLab, em termos de massa e sua distribuição (CG). Esta comparação tem como objectivo verificar a diferença de massa introduzida, considerando os dois tipos de secções “*beam*” definidas no Ansys, que estão descritas em seguida:

- Secções exactas, no qual a geometria da secção é importada do SolidWorks;
- Secções com cantos rectos, na qual são utilizadas as secções da biblioteca do Ansys;

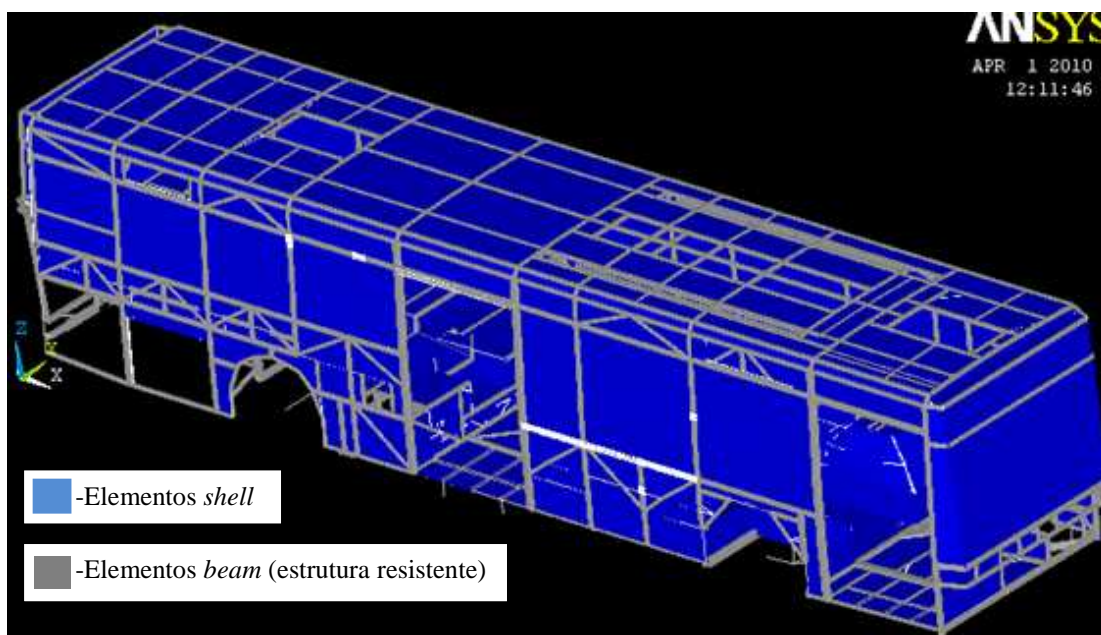


Fig.4 - Modelo CCFL-VOLVO no Ansys.

No entanto o Ansys não reporta directamente a massa e a posição do CG de um dado conjunto de elementos seleccionados, pelo que se torna necessário efectuar um cálculo, isto é, aplicar restrições e a aceleração gravítica e de seguida efectuar um “solve”.

Este processo embora eficaz, parece-nos um pouco “rudimentar”, pelo que surgiu então aqui a necessidade de investigar uma forma mais automática e igualmente precisa de obter a massa e a posição do CG.

Nesta fase foi então tirado partido das ferramentas que a plataforma APDL do Ansys possui. Esta linguagem semelhante à do FORTRAN permite a programação e manipulação de variáveis no próprio Ansys. Recorrendo à teoria das massas e a conhecimentos de programação, foi então realizada uma macro que nos fornece o valor da massa e posição do CG, para um conjunto de elementos seleccionados, sem recorrer inevitavelmente ao “solve”. Este programa além de vir a facilitar a comparação dos resultados para o presente trabalho, será muito útil no futuro, aquando da construção de novos modelos de autocarros a simular. A macro pode ser observada no Anexo A.

O objectivo será então obter o peso de cada subconjunto do autocarro, respectivamente G1 e G2. Note-se:

- G1 diz respeito à estrutura resistente da carroçaria constituída apenas por perfis tubulares essencialmente;
- G2 diz respeito ao chassis, vidros, madeiras, chapas, elementos não incluídos na estrutura da carroçaria;
- Tara equivalente a G1+G2 que representa a massa total do veículo em vazio

2.1.1 Resultados da massa e CG

Foi então corrida a macro e seleccionados sucessivamente os dois subconjuntos estruturais G1 e G2. Os resultados obtidos para a massa de cada um e a tara (soma de G1 e G2) podem ser visto na tabela 4 e têm como base de comparação o peso obtido pelo StressLab uma vez que neste a área das secções é introduzida directamente no programa, portanto sem margem de erro. Uma outra questão não menos importante é a de verificar se a distribuição de massa é semelhante entre os dois programas, através da posição do centro de gravidade, os resultados do CG estão disponíveis na tabela 3, e têm como referência de comparação o StressLab.

Tabela 3- Diferença da posição do centro de gravidade para o StressLab

	CGx (mm)			CGy (mm)			CGz (mm)		
	Ansys	StressLab	Δx	Ansys	StressLab	Δy	Ansys	StressLab	Δz
G1	5722	5728	-6	1263	1263	0	1437,8	1443	-5,2
G2	4848,7	4862	-13,3	1267,5	1266	+1.5	812	818	-6
G1+G2	5015,4	5025	-9,6	1266	1265,5	+0.5	931,3	936	-4,7

Tabela 4 - Diferença de massa entre Ansys e StressLab

Método		Massa kg			Diferença para o StressLab					
		G1	G2	Tara	G1		G2		Tara	
					kg	%	kg	%	kg	%
StressLab		1884	8062	9946	-	-	-	-	-	-
A N S Y S	Secções Exactas	1894	8069	9963	+10	0,5	+7	0,1	+17	0.2
	Secções biblioteca	1934	8143	10077	+50	2,6	+81	1,0	+131	1,3

Pela observação da tabela anteriormente apresentada, podemos concluir que ao introduzirmos as secções exactas (desenhadas) no Ansys o erro induzido pela malhagem é de apenas 0,2%, não sendo por isso relevante, pelo que se pode considerar uma equivalência entre as duas geometrias Ansys e StressLab.

Relativamente ao outro método de inserção das secções, como era de esperar apresenta um erro maior, visto que as secções definidas directamente no Ansys não contabilizam o boleado do canto.

Conclui-se então que a melhor solução, será a utilização das secções exactas que não introduzem qualquer diferença, no entanto as secções com cantos rectos podem também ser utilizadas visto a diferença introduzida ser apenas globalmente de 1,3 %. Note-se que estas conclusões são apenas válidas no que diz respeito à massa, recorde-se que o nosso principal objectivo é o cálculo das tensões.

A comparação da massa tinha, além deste teste, o objectivo de verificar se o modelo obtido no Ansys era equivalente ao obtido no StressLab. A comparação da tara permite-nos aferir se existem por exemplo secções mal definidas, uma vez que a diferença encontrada em termos de massa da tara entre o modelo utilizando secções exactas e o StressLab foi apenas de 17 kg. Isto permite-nos concluir que o modelo do Ansys é equivalente ao do StressLab.

2.2 Cálculo das tensões e deslocamentos

Nesta parte iremos então proceder à simulação do modelo completo do autocarro considerando duas das solicitações típicas utilizadas no dimensionamento do autocarro, e que a partir de agora denominaremos ao longo do presente trabalho como:

- 3 Apoios FD (2 rodas do eixo traseiro e roda da frente direita);
- 3 Apoios FE (2 rodas do eixo traseiro e roda da frente esquerda);

Nesta fase iremos também simular os dois modelos do Ansys (duas formas de definição das secções). O objectivo é comparar os resultados do Ansys utilizando secções exactas (cantos arredondados) e utilizando secções com cantos rectos (não arredondados), com o StressLab. Esta comparação tem o objectivo de verificar o erro introduzido nas tensões e deformações obtidas entre os dois tipos de secções do Ansys, isto porque é muito mais fácil modelar a estrutura com recurso aos cantos rectos, visto que é apenas necessário definir as dimensões do perfil na biblioteca do Ansys já existente. Porém é preciso verificar se o erro ao utilizar cantos rectos não é significativo.

2.2.1 Definição do modelo de cálculo

Uma vez definidos os modelos sujeitos a análise é então necessário aplicar os mesmos casos de carga que foram utilizados no StressLab. Para a simulação foram assim considerados os três “load steps”, descritos em seguida nas tabelas 5 e 6:

Tabela 5 -Casos de carga considerados

Load Step	Restrições	Solicitações	Valor
1	4 APOIOS FD	GRAVIDADE	9.8 m/s ²
		FORÇAS CONCENTRADAS	Tabela 6
2	3 APOIOS FE	GRAVIDADE	9.8 m/s ²
		FORÇAS CONCENTRADAS	Tabela 6

Tabela 6 – Forças concentradas aplicadas em casa *load step*

	Tipo de carga	Número	Peso individual	Força individual	Peso total
Forças concentradas	Passageiros sentados	52	72 kg (+banco)	705.6 N	2376 kg
	Passageiros de pé	33	68 kg	666.4 N	3536 kg
	Motorista	1	75 kg	735 N	75 kg

Os casos de carga considerados podem ser então visualizados nas ilustrações seguintes:

- **Load Step 1**

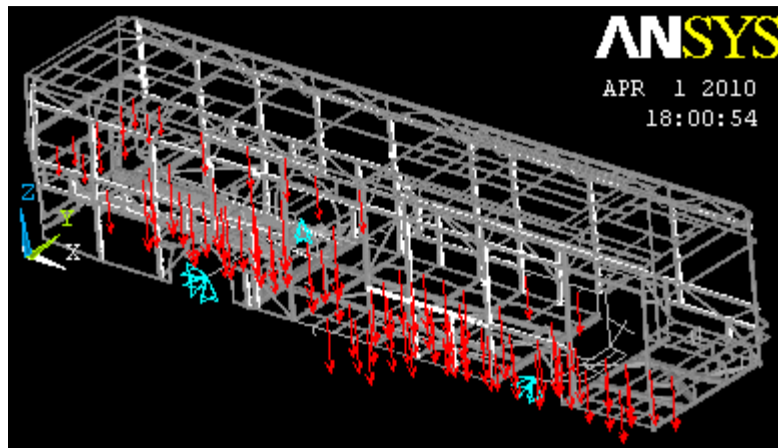


Fig.5 – 3 Apoios FD

- **Load Step 2**

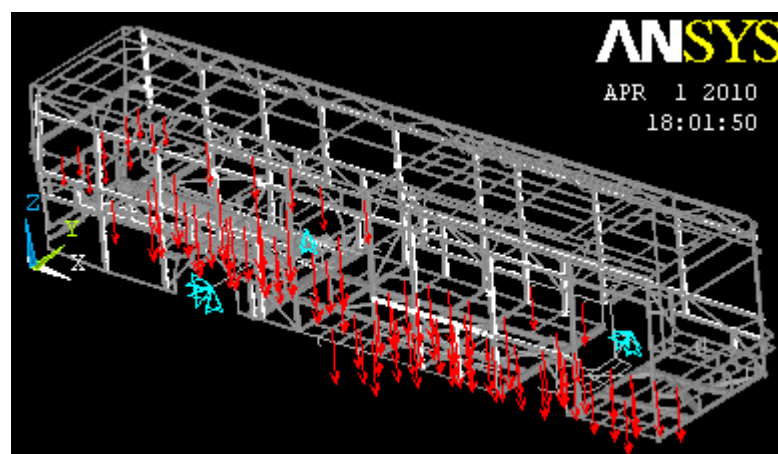


Fig.6 – 3 Apoios FE

2.2.2 Resultados obtidos

Uma vez definidos no Ansys os modelos de cálculo e verificados, estes foram simulados, sendo agora necessário proceder à análise dos resultados obtidos. A comparação de resultados assenta essencialmente em três itens:

- Descarga por eixo (Validação do modelo de cálculo);
- Valor das tensões em cada elemento (Validação do software);
- Deslocamentos verticais de cada nó em Z (comparação da matriz rigidez);

2.2.2.1 Validação do modelo de cálculo

Já foi anteriormente comparado o peso próprio ou a massa dos modelos Ansys com o modelo do StressLab. Porém agora é necessário verificar se os modelos de cálculo (estrutura mais solicitações) coincidem. Temos então de verificar se estão aplicadas as mesmas cargas nos três modelos. A forma mais eficaz de fazer esta verificação é comparar a descarga por eixo, isto é a reacção em cada apoio. Este processo é em tudo idêntico ao anteriormente já efectuado para determinação da massa. A diferença de descarga por eixo entre o StressLab e os dois modelos do Ansys deverá ser próxima da diferença de massa já calculada anteriormente, isto se as cargas estiverem correctamente aplicadas. Vamos então comparar a descarga por eixo entre o StressLab e o Ansys.

Tabela 7- Descarga por eixo para os modelos de cálculo

Eixo		StressLab	Ansys			
		Peso em kg (referência)	Secções exactas		Secções cantos rectos	
			Peso (kg)	Diferença (kg)	Peso (kg)	Diferença (kg)
Traseiro	T.D	5868	5861	-7	5901	+33
	T.E	5793	5818	+25	5860	+67
Frente	T.D	3006	3043	+37	3087	+81
	T.E	3200	3212	+12	3251	+51
Total		17867	17934	+67	18101	+232

Como se pode aferir pelo conjunto de valores da tabela 7, a descarga por eixo dos dois modelos simulados no Ansys é muito próxima da obtida no StressLab, pelo que pode ser concluído que os modelos de cálculo são equivalentes. Note-se que a soma das diferenças da descarga por eixo no modelo de cálculo é superior à verificada anteriormente apenas quando se compara a tara (G1+G2) do autocarro.

Esta diferença reside no facto que, a descarga por eixo vem afectada pela localização dessa diferença de massa, isto é, uma diferença de massa verificada na estrutura do modelo sem solicitações, quanto mais afastada da localização real introduz não apenas a reacção no eixo devido ao aumento dessa massa, como também introduz uma reacção devido ao momento provocado pela diferença de coordenadas. O que explica a diferença encontrada entre a diferença de massa e o valor da descarga por eixo verificada.

2.2.2.2 Comparação da tensão de von Mises para cada elemento

Nesta fase iremos então proceder à comparação das tensões entre os dois *softwares* e entre o próprio Ansys utilizando os dois tipos de definição de secções já largamente mencionado ao longo do presente capítulo. No entanto apenas iremos comparar os resultados.

De forma a simplificar o processo de comparação de resultados, apenas irão ser comparados os resultados relativos aos elementos do tipo *beam* (elementos associados à estrutura resistente), isto porque as tensões obtidas nos elementos *shell* são baixas, estes elementos embora tenham uma grande influência no comportamento global da estrutura, têm uma importância individual baixa, estão sobretudo associados a vidros e chapas de guarnição da estrutura.

Os resultados obtidos no StressLab estão disponíveis em folhas Excel, e contêm a tensão máxima de von Mises para cada elemento. Temos então de obter os resultados do Ansys no mesmo formato. Ora o Ansys possui diversas opções para reportar os resultados, uma delas é a opção “print” que faz uma listagem das tensões neste caso de von Mises, que depois podem igualmente ser tratados em folhas de Excel.

Porém quando listamos então os resultados no Ansys fomos confrontados com a seguinte situação, o Ansys apenas reporta directamente as tensões de von Mises máxima para cada elemento no caso apenas elementos *shell* (ver figura 7).

```

**** POST1 ELEMENT TABLE LISTING ****

```

STAT	CURRENT
ELEM	SEQV
3241	0.0000
3242	0.0000
3243	0.0000
3244	0.0000
3245	0.0000
3246	0.0000
3251	10.035
3252	5.6315
3253	6.4134

}

Elementos *beam*

}

Elementos *shell*

Fig.7 - Lista de resultados obtida directamente no Ansys

Como não é possível a obtenção da tensão de von Mises no formato requerido para cada elemento directamente a partir dos comandos disponíveis no Ansys, foi então tirado partido das ferramentas que o software dispõe, que é a possibilidade de programar.

Após a compreensão do funcionamento da linguagem de programação do Ansys, foi então construída uma macro que permite obter o valor das tensões de von Mises máxima para cada elemento do tipo *beam*, no formato pretendido (ver figura 8).

A macro e suas funcionalidades podem ser vistas no Anexo B.

```
PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

      STAT      MIXED
      ELEM      VMISES
        1      12.110
        2      15.526
        3      49.053
        4      19.765
        5      45.128
        6      48.709
        7      48.252
```

Fig.8- Exemplo dos resultados fornecidos pela Macro realizada

2.2.3.1 Comparação de tensões de von Mises entre o Ansys

A distribuição de tensões de von Mises de um dos casos pode ser observada na figura 8.

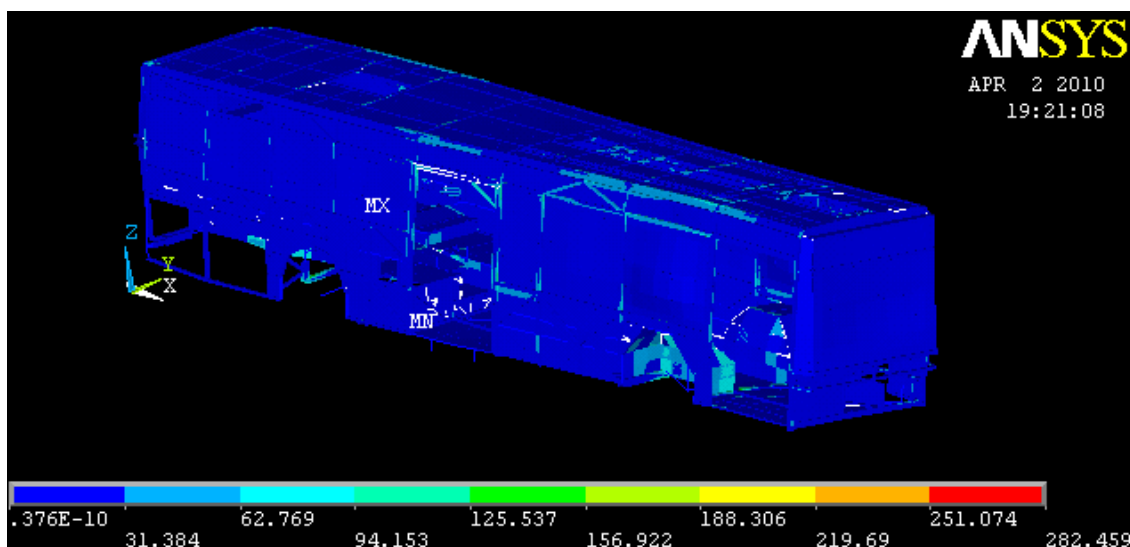


Fig.8- Distribuição de tensões de von Mises e deformada para 3 apoios FD no Ansys com secções exactas

Os resultados apresentados dizem respeito aos dois casos de definidos anteriormente, para o autocarro apoiado em 3 apoios FD e FE, os elementos aparecem dispostos em ordenadas, segundo a ordem decrescente dos valores obtidos para o caso das secções exactas. A curva dos valores para as secções exactas (desenhadas) funciona assim como curva de comparação para os valores obtidos com secções de cantos rectos.

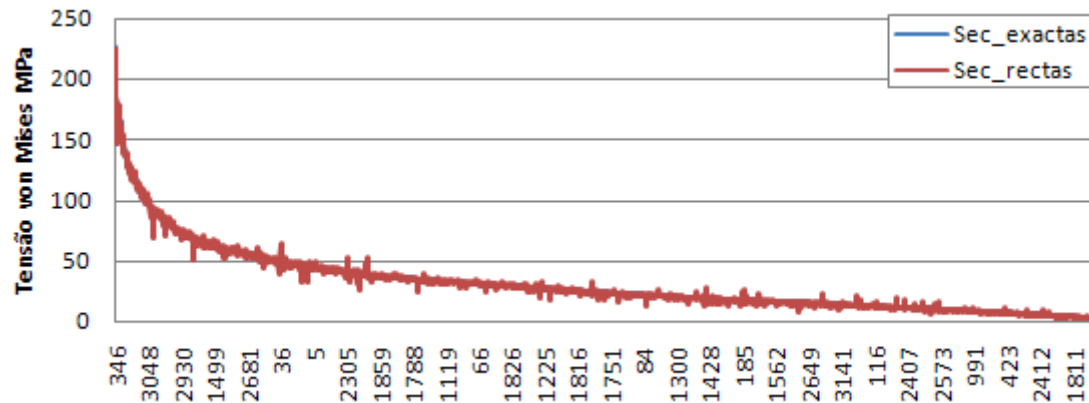


Fig.9 – Tensão de von Mises máxima para cada elemento para o caso 3 Apoios FE

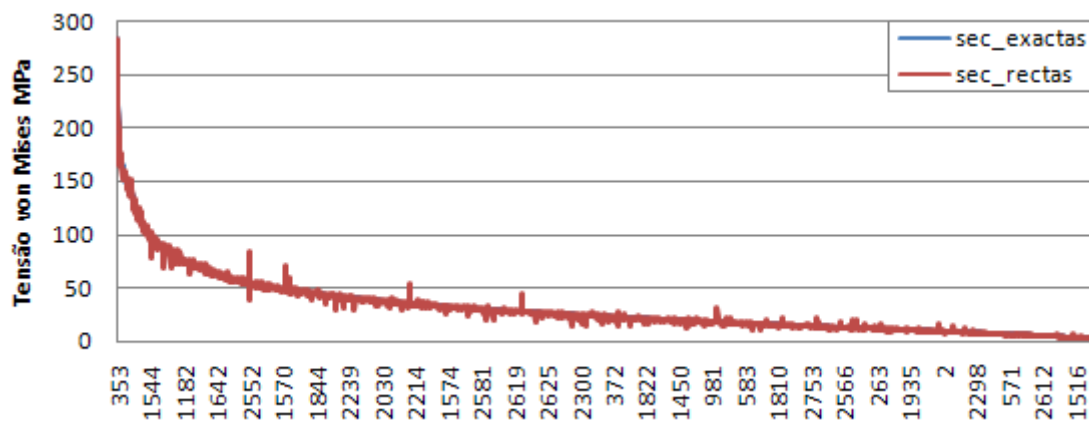


Fig.10 – Tensão de von Mises máxima para cada elemento para o caso 3 Apoios FD

Conclui-se que as tensões obtidas entre o próprio Ansys, utilizando as secções exactas e as secções com cantos rectos, são semelhantes. Não obstante disto existem alguns valores que apresentam uma diferença ainda significativa, mas também é verdade que de um modo geral estes aparecem em zonas de tensão não muito elevada, isto pode dever-se ao facto do acréscimo de inércia causado pela área superior das secções com cantos rectos, pelo que este pequeno decréscimo de tensão é mais notório para baixas tensões. No entanto como são elementos de baixa tensão não são críticos em termos do comportamento da estrutura. Algumas outras diferenças podem dever-se a erros na introdução das secções, como por exemplo espessuras, larguras, etc.

Então agora estamos em condições de concluir, que em termos de massa e de tensões, a utilização de um ou de outro método de secções não irá provocar grande variação dos resultados.

2.2.3.2 Comparação da tensão de von Mises entre Ansys e StressLab

Nesta secção iremos comparar os resultados das tensões entre o StressLab e o Ansys, sendo que agora a comparação se cingirá apenas ao modelo do Ansys com as secções consideradas exactas. Isto porque condirá a resultados mais próximos para além de facilitar o processo de tratamento de dados. A curva dos valores para as secções exactas (desenhadas) funciona assim uma vez mais como curva de comparação para os valores obtidos no StressLab.

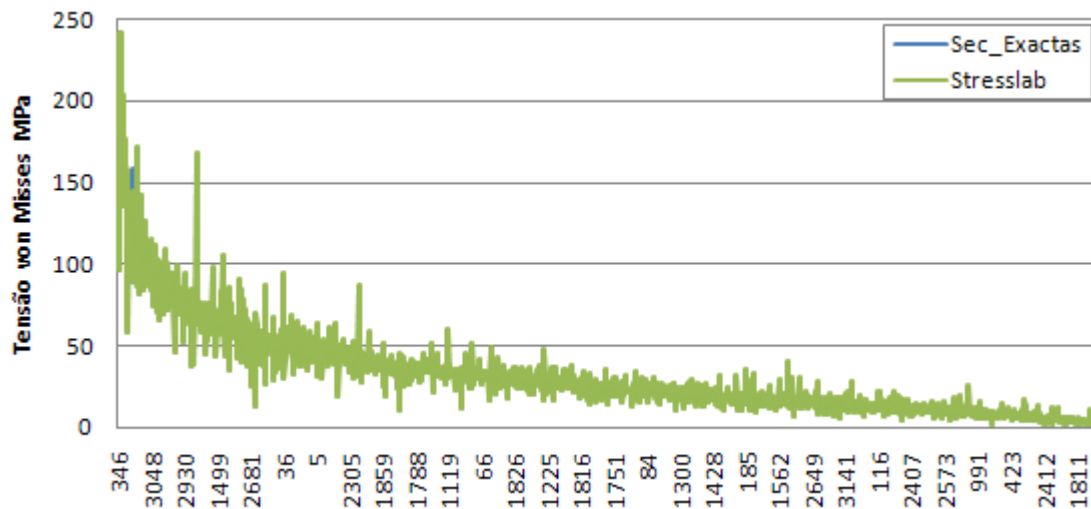


Fig.11 - Tensão de von Mises máxima para cada elemento no caso de 3 Apoios FE

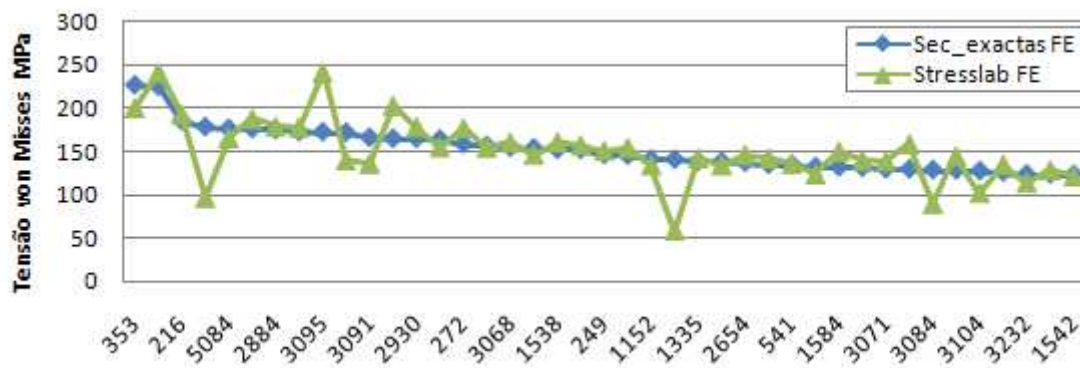


Fig.12 - Zoom dos 40 primeiros elementos no caso de 3 Apoios FE

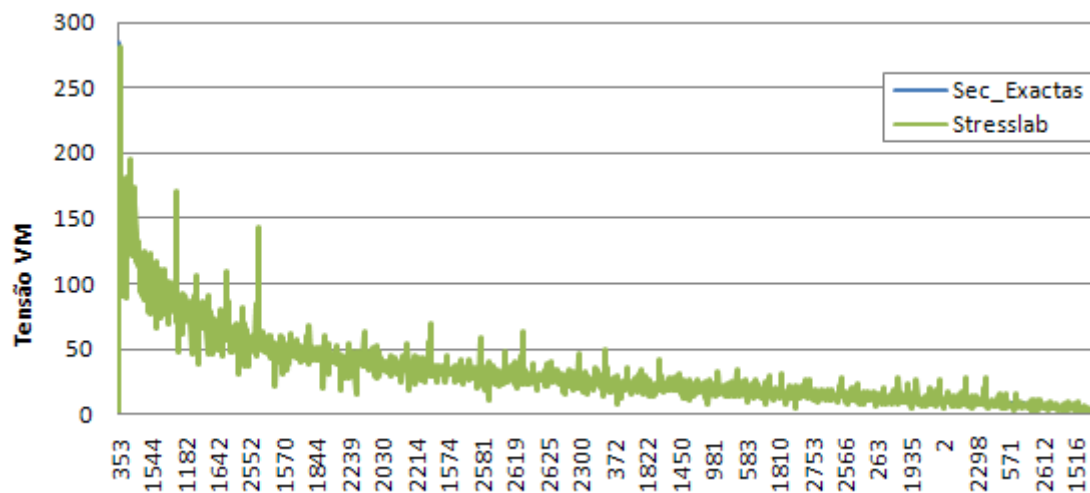


Fig.13 - Tensão de von Mises máxima para cada elemento no caso de 3 Apoios FD

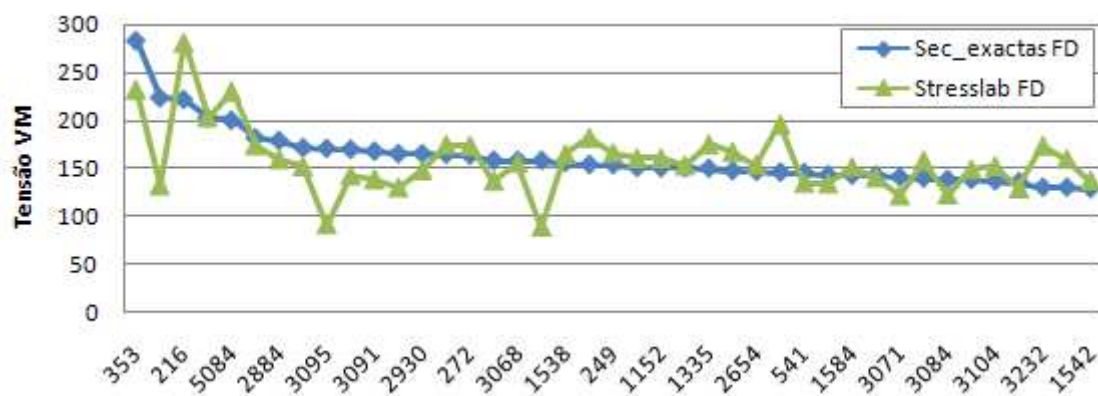


Fig.14- Zoom dos 40 primeiros elementos no caso de 3 Apoios FD

O objectivo primordial deste nosso estudo, era o de comprovar as tensões entre o Ansys e o StressLab. Porém como podemos observar pelas ilustrações acima, estas não se relevam totalmente coincidentes. Existe um grande número de elementos nos quais as tensões diferem significativamente. Todavia, é possível observar que existe uma linha de tendência entre as duas curvas. É claramente visível que existe uma oscilação em torno de um valor, onde os elementos apresentam tensões acima e abaixo e nalguns casos coincidentes. Quando observamos minuciosamente a distribuição de tensão, somos confrontados com a existência de elementos em que a diferença é superior a 100%, e mais grave ainda por vezes essas disparidades ocorrem em zonas de tensão elevada. Embora o número de elementos com uma diferença de tensões elevada seja baixo, como estas diferenças estão associadas a elementos de tensão elevada iremos ter de elaborar um estudo aprofundado de forma a esclarecer os motivos ou origens destas pequenas e grandes discrepâncias.

Como é conhecido o método dos elementos finitos é baseado no método dos deslocamentos, no qual os deslocamentos são obtidos através do produto matricial da inversa da matriz rigidez da estrutura pelo vector solicitação, este processo é à partida isento de erro, pelo que o este poderá advir do modo como ambos os softwares obtêm a matriz de rigidez. A matriz de rigidez é constituída pela adição no caso de elementos *shell* e *beam*, de duas parcelas, uma é a matriz de rigidez à flexão e a outra a matriz de rigidez ao corte. Esta última pode ser afectada de erro devido a efeitos de *shearlocking* à medida que os elementos *beam* e *shell* se vão tornando cada vez mais finos, este efeito depende também do tipo de integração ser reduzida ou exacta.

Uma das formas de aferir a origem destas diferenças será a comparação dos deslocamentos obtidos entre os dois programas.

2.2.3.3 Comparação do deslocamento em Uz entre Ansys e StressLab

Uma vez verificadas as diferenças nas tensões iremos então efectuar uma comparação do deslocamento segundo o grau de liberdade z em cada nó. Apenas este grau de liberdade foi escolhido uma vez que condiz a um dos mais importantes, é o que tem maiores deslocamentos comparativamente com os graus de liberdade em x, e y.

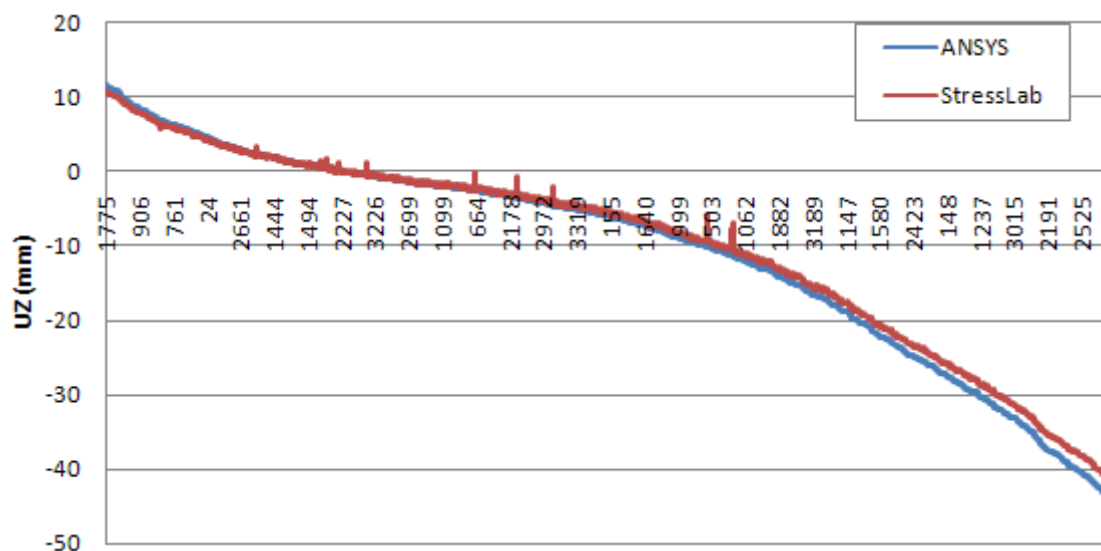


Fig.15- Deslocamento segundo z para caso de carga 3 Apoios FD

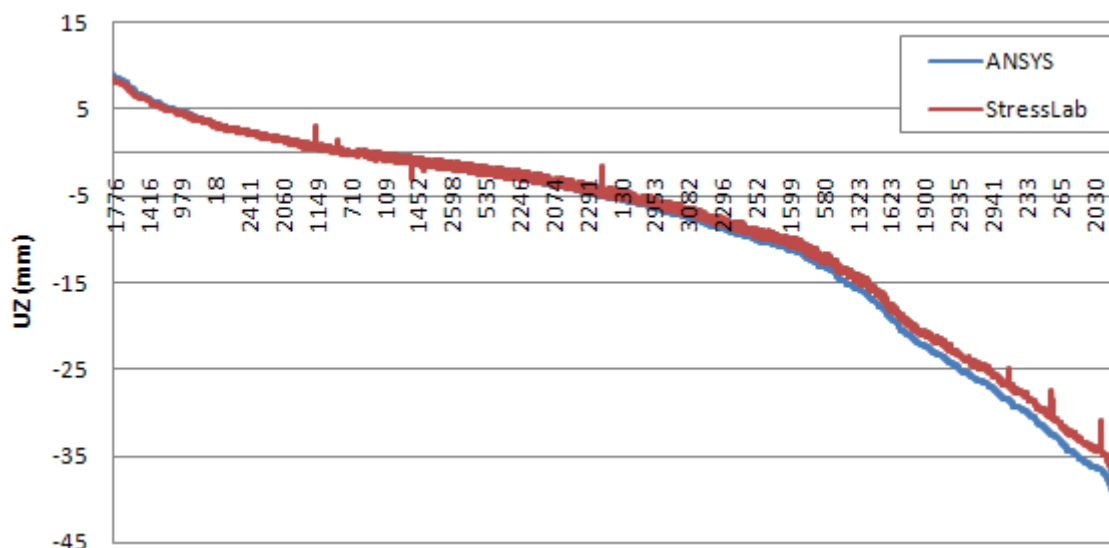


Fig.16- Deslocamento segundo z para caso de carga 3 Apoios FE

Como se pode constatar pelas figuras anteriores, pode considerar-se que os deslocamentos são coincidentes a menos de pequenas diferenças pontuais, que podem advir de algum erro na introdução de alguma propriedade no Ansys. Este resultado permite-nos à priori retirar duas conclusões imediatas:

- As diferenças não se devem ao efeito de shearlocking nem do método de integração utilizado;
- Os modelos a analisar são idênticos, isto é a modelação em Ansys é exemplificativa da já tida no StressLab.

Tidas estas observações, resta-nos apenas uma via para justificar a diferença de resultados observado nas tensões, este deve-se ao método como são calculadas as tensões após a obtenção dos deslocamentos que já se viram serem correctos.

2.3 Justificação dos resultados

Tendo em conta as conclusões retiradas anteriormente, necessitamos então de construir uma estratégia de análise que nos permita aferir os elementos que exibem uma maior diferença entre os programas e qual a razão. Numa primeira fase o estudo passará por verificar quais os elementos que apresentam uma maior diferença. A segunda constará da análise de um pequeno módulo representativo da estrutura do autocarro, de forma a ser possível tirar conclusões mais alargadas.

2.3.1 Análise dos resultados por tipo de perfis

A primeira fase desta análise irá consistir em associar o tipo de secção a cada elemento, e calcular o erro absoluto para cada elemento com base na diferença de tensão entre o StressLab e o Ansys considerando as secções exactas (cantos redondos). De seguida na tabela 8 é mostrado um exemplo da forma como os dados foram agrupados.

Tabela 8 – Erro absoluto para cada elemento das tensões de von Mises em relação ao Ansys

Secção	Elem	Tensão MPa		Diferença	Erro abs %	Elem>20%
		Ansys	Stresslab			
PC-230X77X6-CH	3066	177,65	96,34	81	46	3066
PC-230X77X6-CH	3055	139,97	58,29	82	58	3055
PL-25X20X3(H)	318	70,841	38,09	33	46	318
PU-100X50X5-CH	2952	62,228	43,52	19	30	2952
PL-25X20X3(H)	314	33,432	59,95	-27	79	314

Como é possível observar pela tabela anterior, com recurso ao Excel foram seleccionados os elementos com um erro superior a 20%. E da forma como os dados foram agrupados foi possível estabelecer uma relação entre o erro absoluto e o tipo de secção. Através desta associação foi possível retirar as seguintes conclusões:

- Quase todos os perfis abertos U, C, L apresentam erros (diferenças) elevados;
- Os perfis fechados apresentam normalmente erros (diferenças) baixos;

Ora já encontra-mos algum padrão para o erro, verifica-se que no caso de perfis abertos existem normalmente diferenças elevadas entre os valores das tensões de von Mises. No entanto não se consegue somente através desta análise explicar qual a razão dessas diferenças, que como podemos comprovar pela tabela 8 varia entre valores baixos até valores da ordem dos 82%.

No seguimento dos resultados observados, foi feito o seguinte ensaio, construir uma nova curva comparando as tensões para cada elemento entre o Ansys e o StressLab, desta feita seleccionando apenas os elementos com um nível de tensão até $\cong 80$ MPa. Excluindo elementos associados a perfis abertos, e elementos com perfis fechados associados ao chassis e zonas de ligação ao chassis (ver figura 17), isto porque o chassis contém um elevado número de perfis abertos e os elementos com perfis fechados poderiam ser afectados.

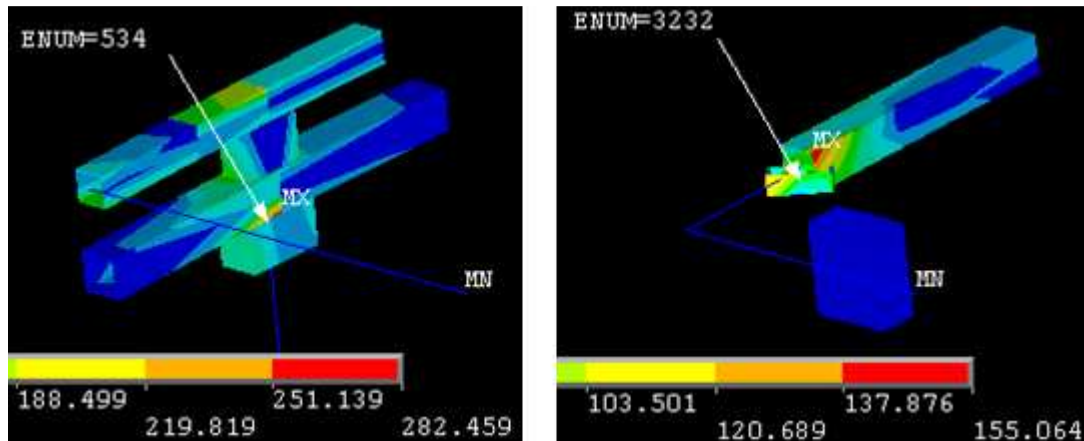


Fig.17- Perfis fechados de ligação ao chassis que apresentam diferenças de tensão de 50 MPa

Com esta selecção é possível verificar até que ponto as diferenças encontradas na curva de distribuição das tensões que se devem apenas aos elementos relativos a perfis fechados. As novas curvas de comparação de tensão para os casos 3 Apoios FE e FD, sem os elementos associados a perfis fechados e chassis, podem ser vistas em seguida:

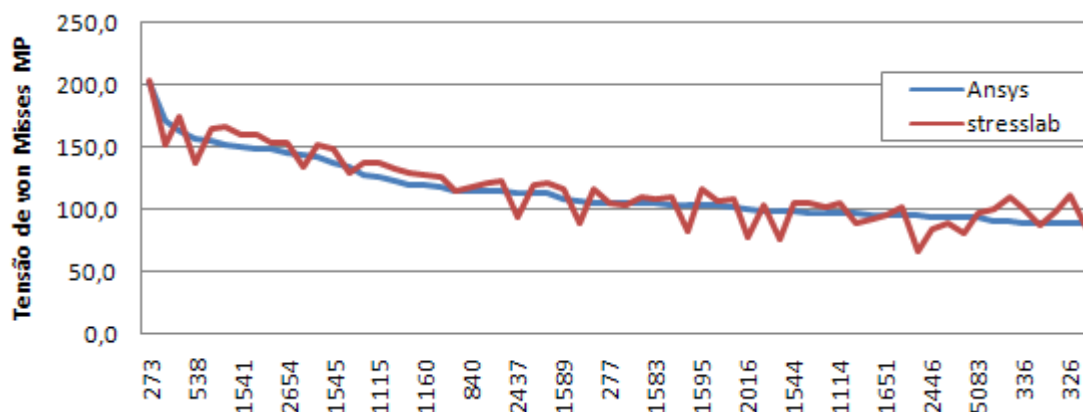


Fig.18 – Nova curva de tensão sem perfis abertos e tensão até 80 MPa no caso de 3 Apoios FD

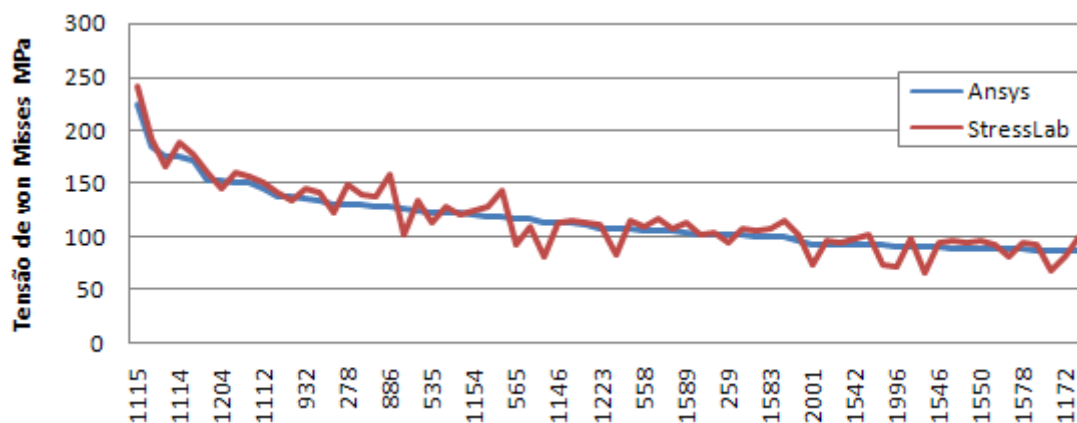


Fig.19 – Nova curva de tensão sem perfis abertos e tensão até 80 MPa no caso de 3 Apoios FE

Observando ambas as curvas anteriormente apresentadas, verifica-se uma maior correspondência das tensões entre os dois programas. Note-se que as diferenças máximas se situam na ordem dos 20 MPa mesmo para a zona da curva com tensões de von Mises elevadas. Pelo que se pode concluir então que a diferença de tensões encontrada anteriormente se deve de facto à existência de elementos associados a perfis abertos. Isto é já uma conclusão importante, no entanto não explica a origem dessas diferenças, elevadas no caso dos elementos associados a perfis abertos e menores no caso de elementos associados a perfis fechados.

2.3.2 Análise de sub-módulo representativo

Visto que a análise dos resultados efectuada ao modelo completo do autocarro foi inconclusiva em termos de análise de tensões, e dado que o autocarro completo é uma estrutura complexa, decidiu-se então analisar um pequeno módulo exemplificativo da estrutura do autocarro em ambos os softwares, este mais simples, para que possam ser retiradas conclusões, e se possa fazer uma análise mais aprofundada dado o menor número de elementos existente. Para esta análise foram apenas considerados os elementos do tipo *beam*, por duas razões. Uma delas é porque estes são os elementos principais da estrutura, a outra porque podemos aferir qual o efeito das cascas na distribuição das tensões na estrutura do autocarro.

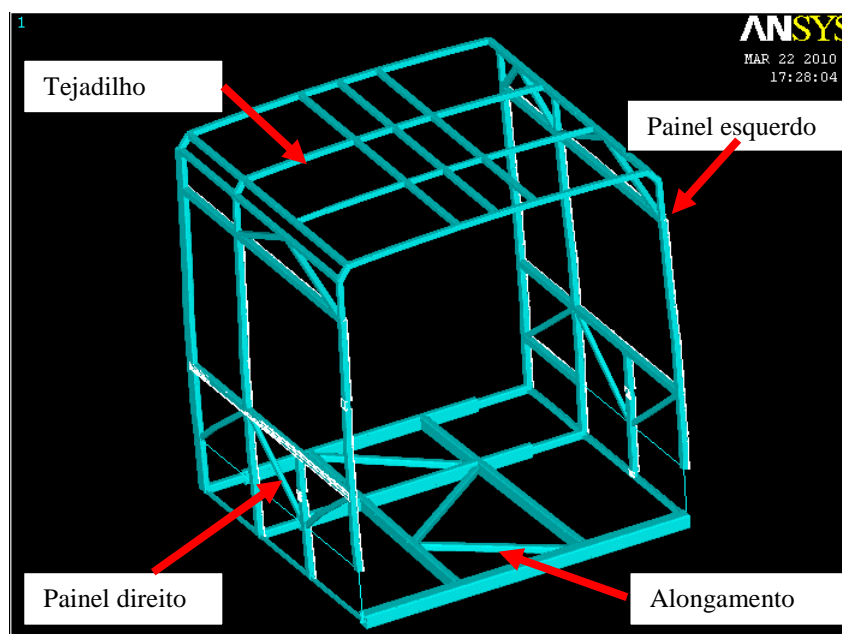


Fig.20-Sub-módulo a analisar no Ansys e StressLab

Como o modelo a analisar é apenas um modelo comparativo, as solicitações a considerar serão diferentes das normalmente tidas, iremos apenas considerar a acção da

gravidade isto é peso próprio da estrutura em análise. Os casos de carga e respectivas restrições são ilustrados em seguida.

Tabela 9-Casos de carga considerados

Caso de carga	Restrições	Solicitações	Valor
1	3 Apoios FD	Aceleração Gravítica	9.8 m/s ²
2	3 Apoios FE	Aceleração Gravítica	9.8 m/s ²

As solicitações consideradas contemplam apenas os casos de 3 apoios, pois como já anteriormente referido são os que apresentam maiores níveis de tensão e deformação.

2.3.3 Análise de resultados

Para análise dos resultados das tensões apenas foram considerados resultados relativos aos casos de carga de apoiado à direita e à esquerda. Esta escolha recai do facto de que estas são as situações críticas para o autocarro, e como se verificou anteriormente as que apresentam maiores deformações. Os resultados a seguir apresentados comparam apenas as tensões entre os dois programas uma vez que os deslocamentos já haviam sido verificados anteriormente. A referência é a curva de valores do Ansys sendo que a ordenada representa o número do elemento ordenado pela ordem decrescente de tensão.

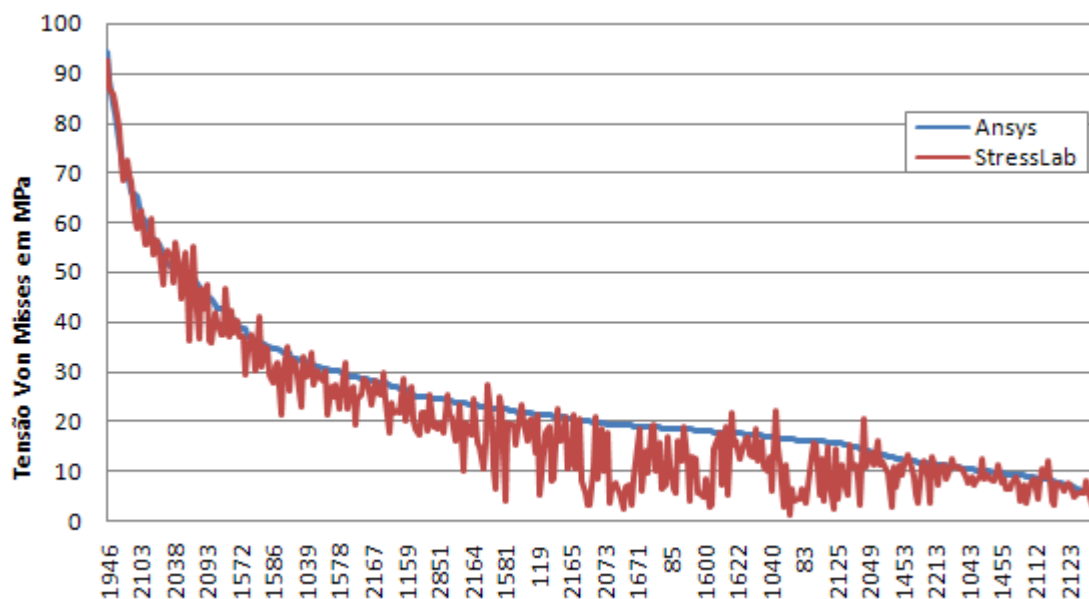


Fig.21 - Tensão de von Mises para cada elemento no caso 3 apoios FE

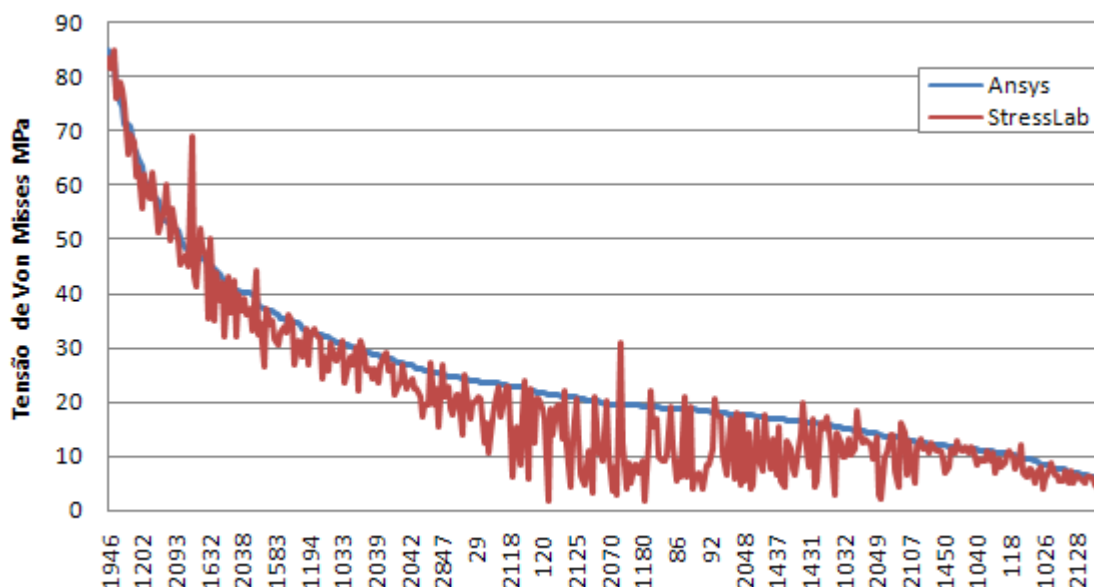


Fig.22 - Tensão de von Mises para cada elemento no caso 3 apoios FD

Como podemos observar pelos gráficos anteriormente apresentados, as tensões continuam a diferir significativamente entre os dois programas. Lembre-se que neste caso não foram considerados os elementos tipo *shell*, nem as cargas pontuais devido a diminuir a margem de erro.

Este sub-módulo agora em causa tem a grande vantagem de ser muito mais simples, o que nos permitirá então analisar detalhadamente a distribuição das tensões.

2.3.4 Verificação do modo de cálculo das tensões

Tendo em conta as conclusões retiradas anteriormente, necessitamos então de construir uma estratégia de análise que nos permita aferir as diferenças entre os programas. Para tal é necessário verificar o modo como o Ansys efectua o cálculo de tensões em elementos do tipo *beam*, mais propriamente o elemento BEAM188.

Com recurso ao Excel foi então calculado o erro absoluto para cada elemento, para os casos de 3 apoios FD e FE. Destes resultados foram seleccionados os elementos com um erro absoluto superior a 50%. Analisando os elementos com um erro superior a 50% verificou-se que o elemento 27 apresenta uma grande diferença de tensão entre o StressLab e o Ansys, tendo ainda uma outra característica importante, aparece nos dois casos quer apoiado à esquerda quer à direita.

Pelo que então nos concentraremos na análise aprofundada deste elemento, e no caso de 3 apoios FE, visto ser o que apresenta uma maior tensão. O elemento em causa e a zona onde este está localizado pode ser vista nas figuras 23 e 24.

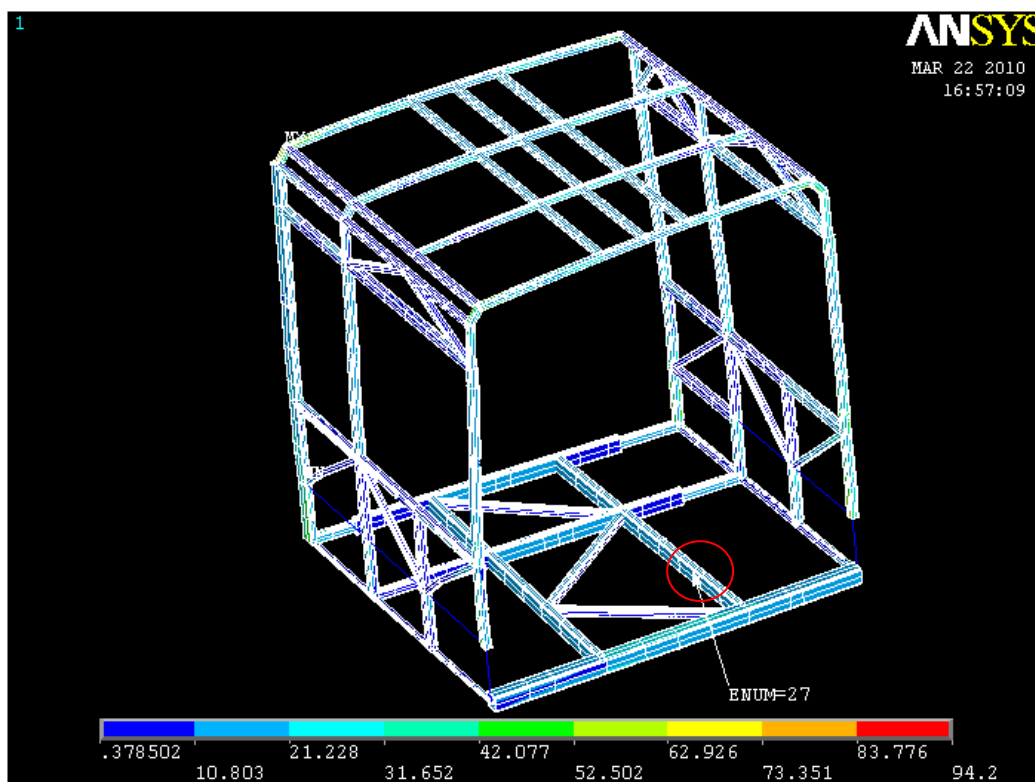


Fig.23 - Posição na estrutura do elemento 27 a analisar

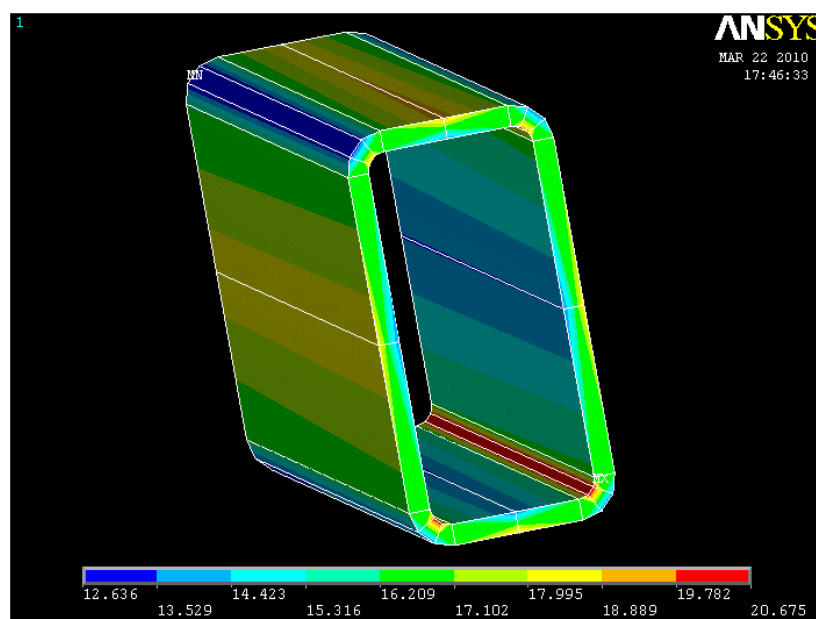


Fig.24 - Distribuição das tensões de von Mises no elemento 27

Ao analisarmos a distribuição das tensões de von Mises no elemento 27 verificamos que os máximos das tensões calculadas no Ansys, não ocorrem nos cantos exteriores como se esperava, verificando-se pelo contrário que estas ocorrem no canto interior.

Ora o StressLab não calcula automaticamente as tensões de von Mises para toda a secção resistente, sendo que é necessário escolher quatro pontos (através das coordenadas) da secção para cálculo dos resultados, método de cálculo este utilizado

por André Ramos [2] e também por Afonso Nogueira [4]. Este método de obtenção de tensões de von Mises baseia-se no cálculo de tensões nominais em vigas, onde os pontos mais solicitados, quando estão presentes flexão e torção, são sempre os pontos mais afastados do eixo neutro, ou seja os pontos do canto. Porém se olharmos para a figura 25 podemos verificar, que nem sempre assim acontece, os pontos onde a tensão é máxima depende dos esforços actuantes.

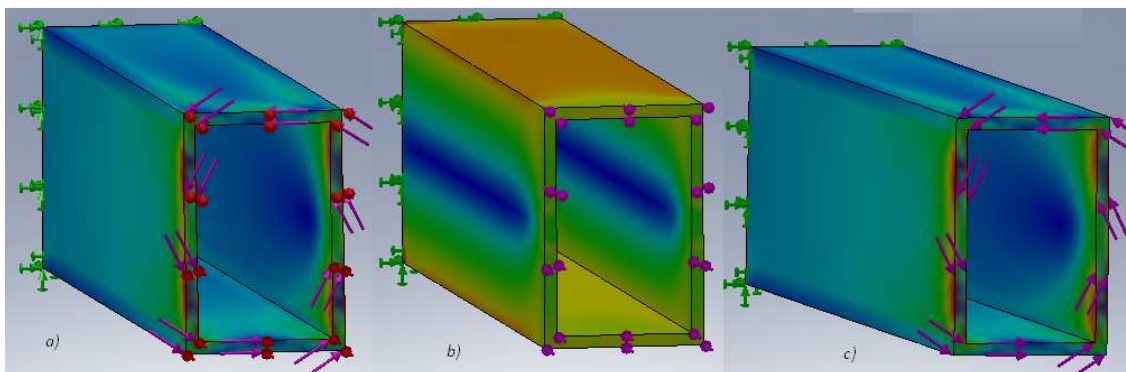


Fig.25-Tensões de von Mises para diferentes tipos de solicitações, a)-Torção+Flexão pura b)-Flexão pura c)-Torção pura

Estão então colocadas duas possibilidades sobre a mesa: ou os pontos escolhidos para cálculo de tensões no StressLab não são os mais correctos, ou então o Ansys calcula as tensões como se de um elemento sólido se tratasse.

Surge então a necessidade de verificar se as tensões obtidas pelo Ansys serão as mais correctas. Vamos então partir do seguinte pressuposto, o elemento finito que apresenta os resultados mais próximos da realidade é o elemento sólido e dentro de cada elemento sólido os resultados são mais exactos quanto maior for o grau de refinação da malha utilizada.

Partindo deste pressuposto decidiu-se então efectuar uma análise por elementos sólidos da secção correspondente ao elemento 27, de forma a confirmar os valores de tensão obtidos. Esta análise por elementos sólidos, coloca desde já algumas questões: qual o software a utilizar? Como modelar um simples elemento de uma estrutura?

O software escolhido para esta modelação será o Cosmos, de forma a efectuar-se uma análise mais independente, para além do facto de a modelação ser mais fácil visto este ter ligação directa com o SolidWorks. No entanto irá ser feita também uma simulação no Ansys Workbench semelhante à do Cosmos de forma a dissipar qualquer dúvida.

Resta-nos agora estabelecer um método que nos permita analisar apenas um componente ou componentes isolados de uma estrutura.

A única forma de obter o mesmo modelo de análise, em elementos *beam* e elementos sólidos é conseguir que o modelo 3D tenha sobre si as mesmas forças actuantes. Isto é as acções sobre o elemento deverão ser as mesmas.

A premissa fundamental dos elementos finitos é a de que um corpo é subdividido, pequenas regiões discretas conhecidas como elemento finito. Esses elementos estão definidos por nós e funções de interpolação. Portanto fisicamente um elemento finito é um conjunto de nós os quais contactam entre si através de equações matemáticas, as funções de interpolação.

Podemos então afirmar que os elementos estabelecem ligação entre si através dos seus nós comuns. Isto quer dizer que todas as acções sobre o próprio elemento que não estão aplicadas directamente sobre os seus nós, quer dos outros elementos sobre este, são caracterizadas nos seus nós de ligação. A estas forças chamamos forças nodais. Ora quer isto dizer que conhecendo as forças nodais, isto é as forças actuantes sobre os nós de qualquer elemento finito, conseguimos isolá-lo e tratá-lo de forma independente do resto da estrutura.

Respeitando estes pressupostos, podemos então afirmar que é possível obter um modelo sólido equivalente ao elemento *beam* em análise. Para que isto aconteça é então apenas necessário obter os esforços nodais a que o elemento está sujeito.

2.3.4.1 Verificação da distribuição de tensões num elemento *beam*

➤ Construção do modelo de simulação

Nesta fase iremos estabelecer então um método que nos permita observar as tensões no elemento 27. Como referido anteriormente a simulação é efectuada retirando as forças dos nós do elemento. No entanto se isolarmos apenas o elemento 27 e aplicarmos as forças nas secções irão surgir concentração de tensões, o que irá condicionar a distribuição de tensões a observar. De forma a evitar isso, foi isolada uma área mais extensa, sendo que isolamos os 4 elementos mais próximos do elemento 27 em causa. A zona e os elementos em causa podem ser vistos na figura 26.



Fig. 26 – Zona a simular e identificação dos nós e elementos

Uma vez identificados os elementos e os seus nós, é possível retirar quer as coordenadas, quer as forças nodais a que estes estão sujeitos. Assim é possível efectuar

a modelação 3D e construir o modelo de simulação no Cosmos, este pode ser visto na figura 27.

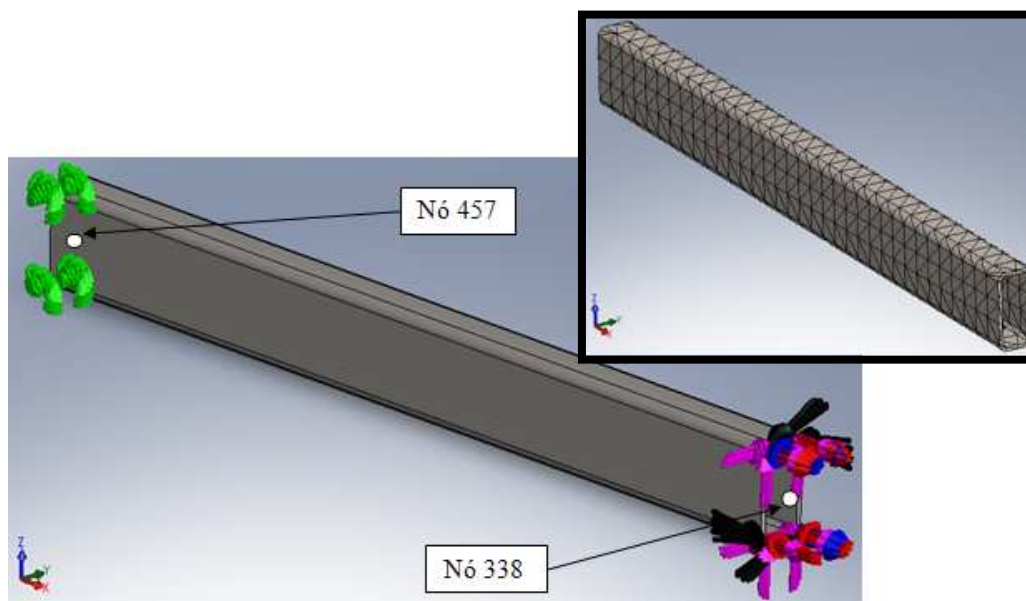


Fig.27- Modelo de elementos finitos e malha obtida

Para efectuar simulação é necessário restringir pelo menos um dos nós em causa, o nó 457 foi então restringido nos 6 graus de liberdade, respectivamente translações segundo x, y e z, e as rotações segundo as mesmas direcções. Relativamente ao nó 338, neste foram aplicadas as forças nodais retiradas do Ansys. Que estão descritas na tabela seguinte:

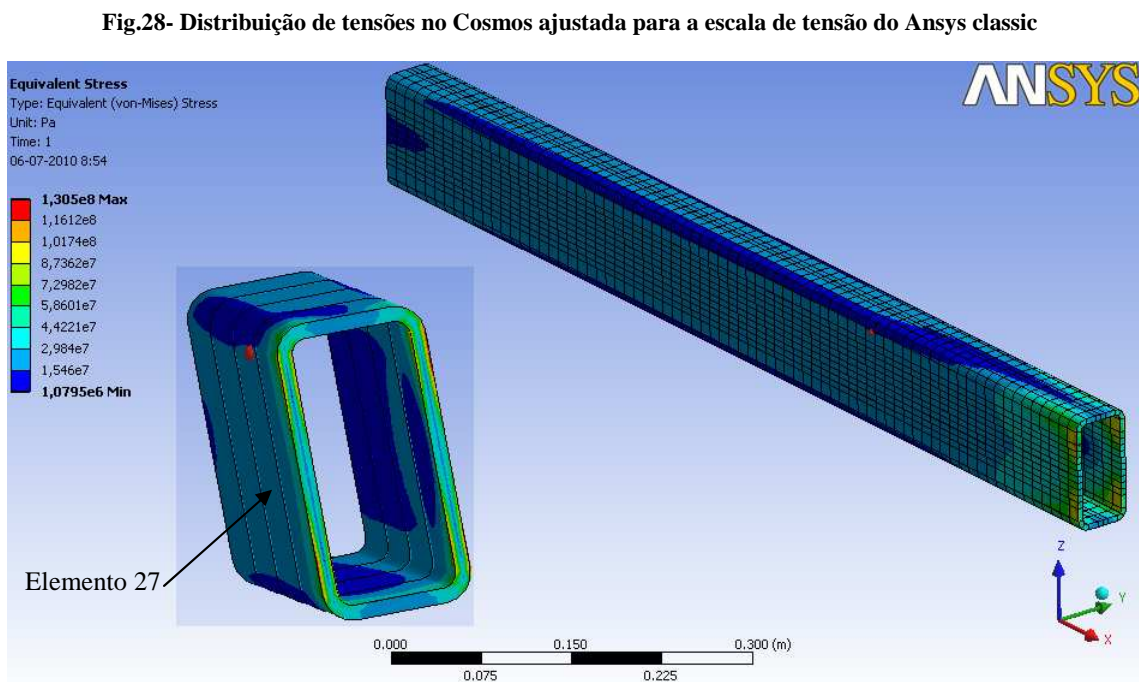
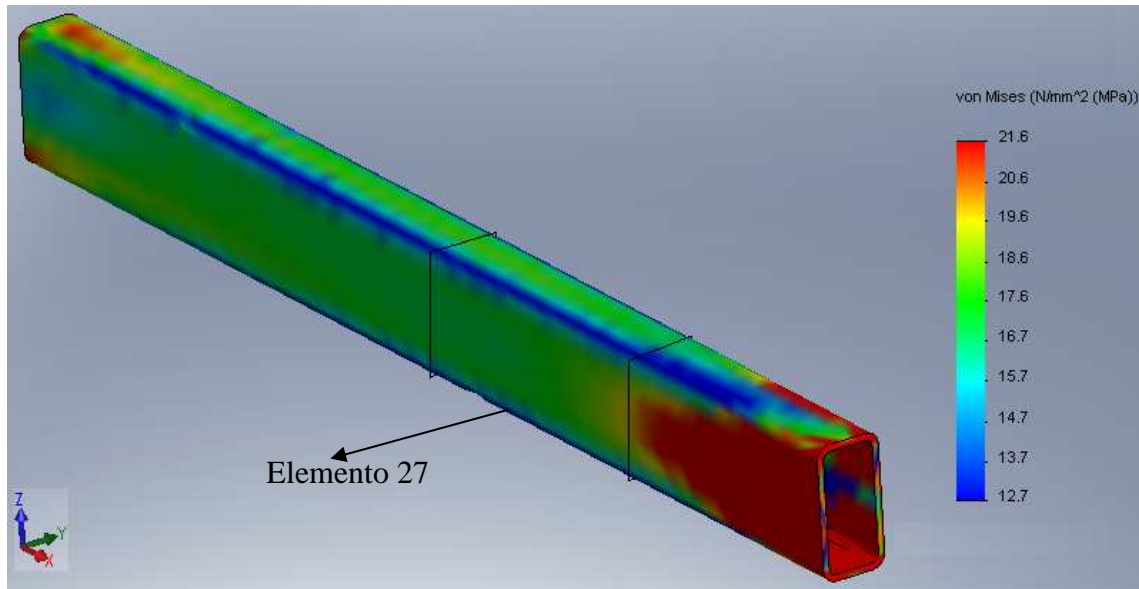
Tabela 10- Forças aplicadas no nó 338

Componente	Valor em N
FX	405
FY	53
FZ	603
MX	388
MY	276,48
MZ	23,59

Como podemos observar pela figura 27, a malha criada é triangular e com 2500 elementos, foi obtida com uma refinação grosseira de forma a ser o mais próximo possível da malha *beam* do Ansys.

➤ Resultados da simulação

De seguida estão presentes as distribuições de tensão obtidas para a zona de envolvimento do elemento 27. A zona de tensões correspondente ao elemento 27 objectivo de estudo pode ser vista na figura 28.



Esta simulação no Ansys Workbench (ver figura 29) é apenas para verificar se os resultados do Cosmos são precisos, por isso a escala não está ajustada para a do Cosmos nem Ansys classic. No entanto é importante referir que a tensão máxima obtida no Cosmos foi de 78,5 MPa, pelo que a escala foi ajustada para 21,6 visando uma comparação com os resultados do Ansys classic em malha *beam*, figura 30.

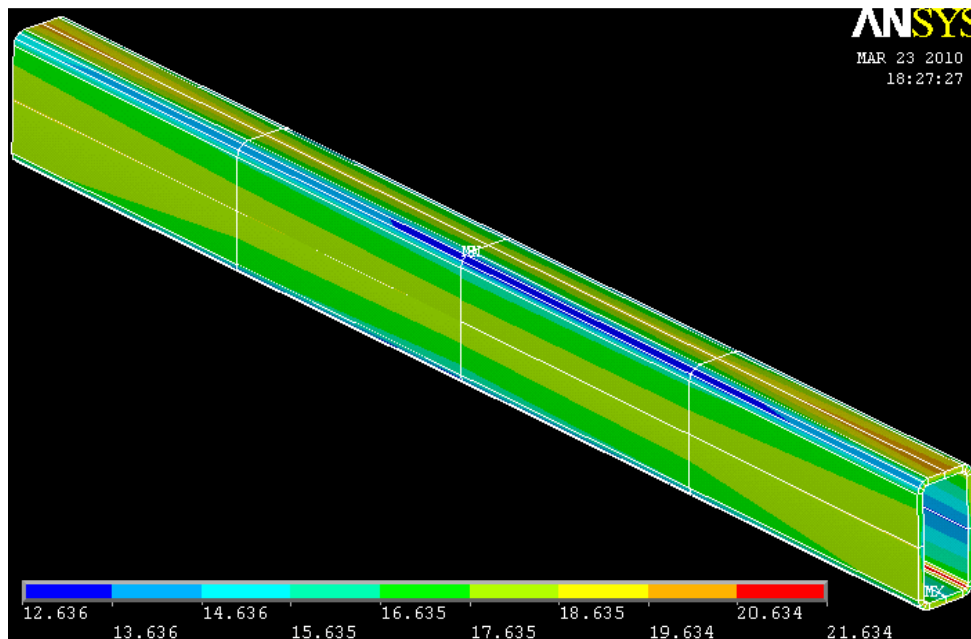


Fig.30- Distribuição de tensões no Ansys clássico obtido com *beams*

Observando a distribuição das tensões obtidas com os elementos *solid* no Cosmos e Ansys Workbench (figura 28 e figura 29), verificamos que existem tensões elevadas na zona da face como anteriormente mencionado.

Relativamente às figuras 28 e 30, estas encontram-se à mesma escala, porém constata-se que a distribuição é diferente da do Ansys classic, devido às tensões perto da face introduzidas pelas forças concentradas. Porém isto não é um problema, visto que a zona que iremos analisar se encontra a uma distância considerável da zona da face, o que nos permitirá então comparar de uma forma assertiva o valor das tensões em ambos os casos. Não obstante podemos ainda constatar o seguinte, a distância do elemento 27 à extremidade esquerda é maior do que à extremidade direita, isto porque propositadamente foram seleccionados dois elementos do lado esquerdo e apenas um do lado direito do elemento 27. O motivo desta diferença prende-se com o facto de podermos visualizar na mesma simulação qual a distância mais adequada que deve ser considerada quando queremos analisar um elemento isolado.

Uma forma de verificar se a zona a analisar está ou não sobre a zona de influência de concentração de tensões na face é a utilização uma vez mais da ferramenta *Iso clipping*. Então iremos seleccionar o *Iso clipping* para 21,6 MPa e visualizar qual a extensão do modelo que tem uma tensão superior ou igual a este valor. Para isso concentremo-nos então nas ilustrações a baixo.

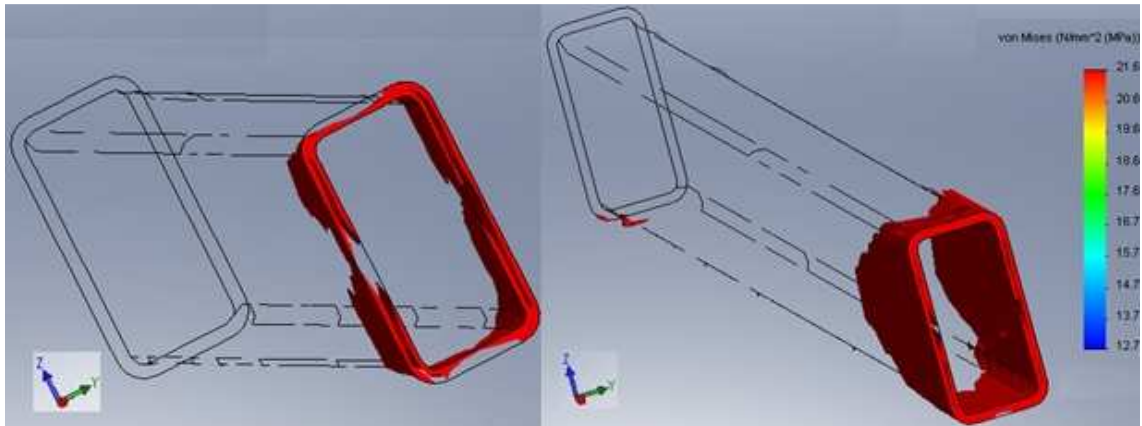


Fig.31-a) Iso clipping ajustado a 30 MPa b) Iso clipping ajustado a 21,6 MPa

Como podemos constatar pela figura 31, a zona de concentração de tensões está fora da zona na qual se foca a nossa análise, mais ainda verifica-se que a concentração de tensões actua preferencialmente sobre a superfície do modelo. Isto é notoriamente visível na última imagem. É também de realçar a redução drástica da área de influência da face quando observamos o *Iso clipping* para 30 MPa, isto serve apenas para reforçar que se trata de uma concentração de tensões pois a zona com um nível de tensões entre os 30 e os 78.5 MPa (tensão máxima observada) é mínima quando comparada com a dimensão do corpo em análise.

Uma vez verificado que o elemento 27 que pretendemos comparar com o Ansys, se encontra então fora da zona de influência, iremos então agora proceder à comparação dos valores e distribuição entre eles e os pontos máximos de tensão. Para nos auxiliar nesta tarefa, iremos fazer uso de duas ferramentas disponibilizadas pelo Cosmos; *section clipping* e *probe*, a primeira permite-nos criar secções ao longo do modelo e analisar a distribuição nessa secção, a segunda permite-nos verificar os valores das tensões clicando nos pontos dessa superfície.

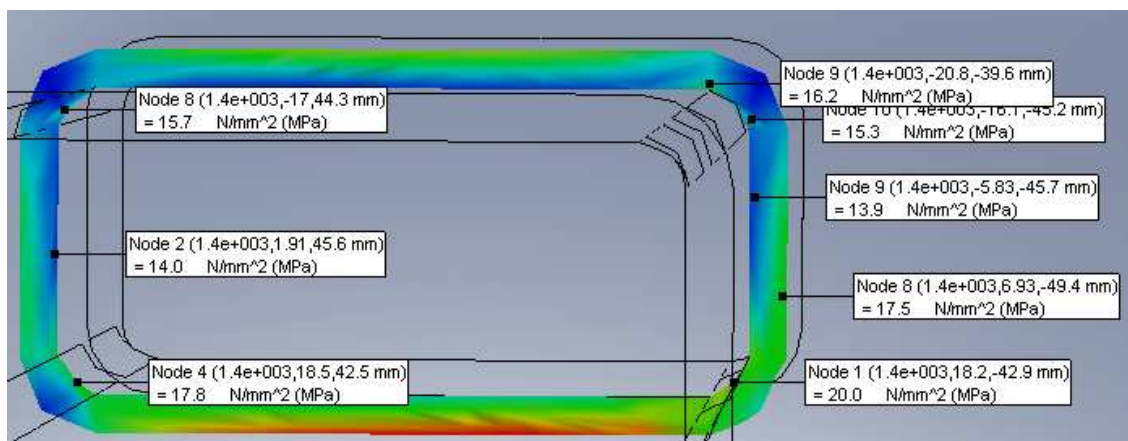


Fig.32- Distribuição das tensões na face direita do elemento 27 obtidas no Cosmos com elementos *solid*



Fig.33- Distribuição das tensões na face direita do elemento 27 obtidas no Ansys com *beam*

Observando atentamente as figuras 32 e 33, estas corroboram das conclusões anteriormente retiradas. Verifica-se claramente uma concordância dos valores das tensões entre a malhagem sólida do Cosmos e a malhagem *beam* do Ansys, mas mais importante que isso verifica-se que os valores máximos ocorrem nos mesmos pontos, que como podemos ver são os quatro cantos interiores. A distribuição de tensões ou de cores, é um pouco diferente porém estranho seria se fossem exactamente iguais, uma vez que a malha utilizada pelo Ansys é mais grosseira que a utilizado pelo Cosmos.

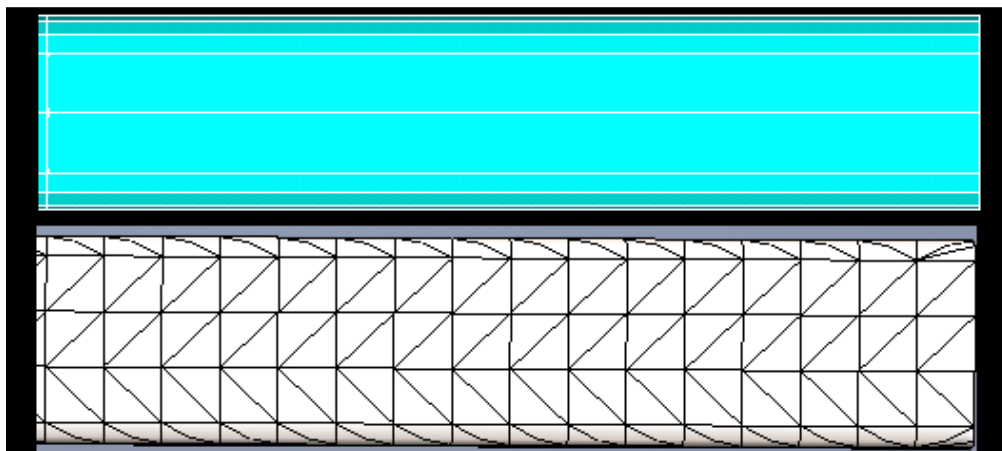


Fig.34-Malha utilizada pelo Cosmos e Ansys

Como podemos ver pela figura 34 o Ansys entre as duas faces do elemento *beam* produz apenas uma malha linear, calcula a distribuição de tensões em cada face e faz uma interpolação linear das tensões entre estas. Em contradição o Cosmos utiliza uma malha sólida e entre as mesmas faces ele vai produzir uma quantidade muito maior de elementos, o que aumenta a precisão dos resultados, isto justifica a diferença na distribuição de tensões.

Não obstante, apesar de a distribuição não ser exactamente igual, os valores são qualitativamente próximos, por exemplo verifica-se que existe a mesma tendência ou “degradê” de cores, nas faces do meio e nos cantos, isto é claramente visível na figura 35.

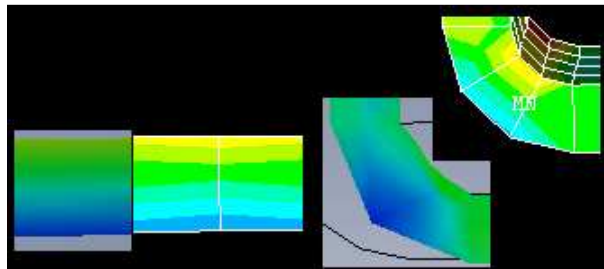


Fig.35-Comparação da distribuição de tensões entre malha *solid* e *beam*

O local onde a distribuição apresenta uma diferença mais acentuada encontra-se na face inferior, onde podemos ver que as tensões obtidas pelo cosmos são maiores, mas mesmo neste caso, nota-se a mesma evolução, isto é uma tensão de valor ascendente do interior para o exterior, vindo de uma escala azul $\cong 13 \text{ MPa}$ até a uma escala amarela $\cong 19 \text{ MPa}$ num caso e $\cong 20 \text{ MPa}$ no outro, isto pode ser observado na figura 36.

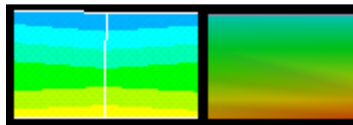


Fig.36-Variação da escala de cores ao longo da espessura do perfil

Porém convém notar que apesar de num caso a cor ser amarela e noutra vermelha o valor apenas pode diferir em 1 MPa, por exemplo a escala máxima do amarelo vai até $\cong 19 \text{ MPa}$ e a escala do vermelho começa em $\cong 19/20 \text{ MPa}$.

Porém o mais importante a reter é o facto de as tensões apresentarem valores bastante próximos entre ambos os casos em análise.

Portanto as grandes conclusões a retirar são as seguintes:

- O Ansys utiliza um método “híbrido” entre malhagem *beam* e *solid*.
- A distribuição de tensões apresenta a mesma tendência entre os dois tipos malhagem.
- Os valores são qualitativamente iguais, aparecem nos mesmos pontos.

O método de cálculo das tensões utilizado pelo Ansys com malhagem BEAM188, pode ser observado no Anexo C.

2.4 Discussão dos resultados

Tendo em conta o conjunto de resultados obtidos, e as conclusões retiradas, conclui-se então que a distribuição de tensões obtida pelo Ansys é aproximada à obtida quando se utiliza elementos do tipo *solid*, este facto coloca-nos então novos desafios em termos de análise dos resultados obtidos pelo Ansys.

Como se sabe a distribuição que se obtém fazendo uso de elementos *solid*, reporta-nos valores relativos a concentração de tensões, este tem em conta a forma da superfície, isto pode ser uma vantagem, porém quando se analisa uma estrutura em construção soldada de grandes dimensões como o caso de um autocarro, estamos mais interessados em analisar as tensões nominais, isto porque as concentrações de tensões são mais importantes nos elementos com uma tensão nominal elevada. Devido a este facto e às diferenças obtidas nas tensões entre o Ansys e o StressLab, irão ser analisados um conjunto de casos, que obedecem a um certo padrão ou estereótipo, esta análise tem o objectivo de verificar as situações onde o erro entre os dois softwares é mais acentuado, e os casos onde a distribuição de tensões é nominal ou é devida a concentração de tensões.

Nesta análise não será também descuidada a comparação entre o próprio Ansys utilizando os dois tipos de secções já anteriormente referidas, isto porque o objectivo da empresa é poder utilizar as secções com os cantos rectos, mas para isso é necessário que os resultados por este método obtidos sejam válidos.

Iremos então debruçar-nos sobre quatro situações distintas:

1. Tensões nos elementos sujeitos a flexão apenas numa direcção;
2. Tensões nos elementos sujeitos a flexão desviada;
3. Tensões nos elementos sujeitos a torção elevada;
4. Tensões nos elementos com perfis abertos.

Para cada situação enumerada anteriormente podem ser observados valores de tensão para um conjunto de elementos, como também a distribuição de tensão característica para cada caso. A distribuição compara sempre as tensões para o caso do Ansys utilizando os dois tipos de secções, nomeadamente com cantos rectos e com cantos arredondados. Juntamente com o elemento é também mencionado qual o tipo de apoio para que foi obtido o valor das tensões, seja então FE (3 apoios frente esquerda) e FD (3 apoios frente direita)

1-Flexão pura

Um caso típico de tensão nominal mesmo quando analisamos distribuição de tensões em elementos *solid* é a existência apenas de uma tensão de tracção ou compressão ao longo de uma face, nesta situação é possível estabelecer uma certa comparação entre tensões nominais independentemente do tipo de elemento em causa, dado que não existem concentrações de tensões. Foram então comparados elementos sujeitos a flexão desviada, os resultados podem ser vistos na tabela 11.

Tabela 11 – Elementos sujeitos a flexão pura

Elemento	Tensão de von Mises máxima em MPa		
	Ansysis secções exactas	Ansysis secções rectas	StressLab
464 FE	67.949	64.969	67.80
1146 FE	114.32	113.25	114.04

A distribuição de tensões observada para o elemento 464 pode ser visto na figura 37, distribuição típica de flexão pura.

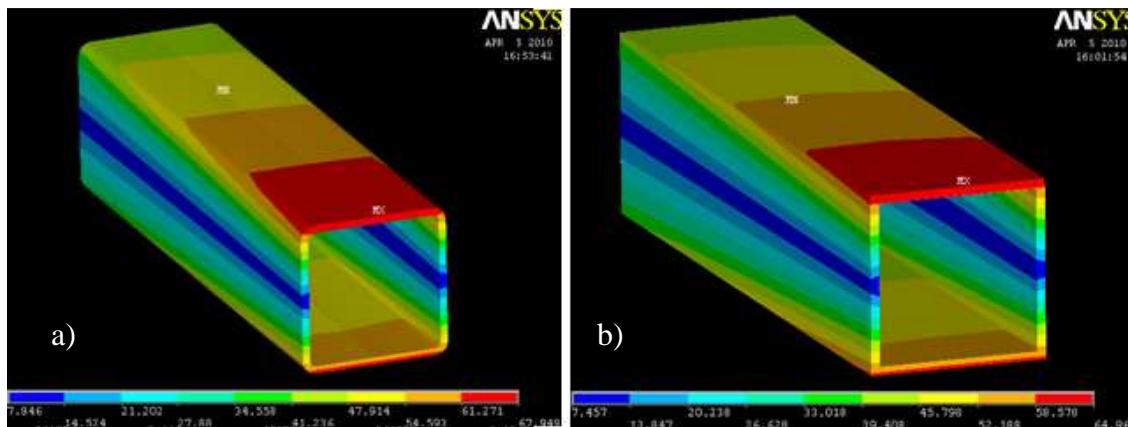


Fig.37- Tensões de von Mises obtidas para o caso de flexão pura a) Ansys com cantos redondos b) Ansys com cantos rectos

Podemos concluir, que quando existe um valor de tensão constante ao longo de uma face, característico no caso de flexão num dos eixos (flexão pura), as tensões obtidas entre o Ansys e o StressLab são idênticas, pois caímos no caso de tensão nominal. Relativamente às tensões entre o próprio Ansys, estas tem valores próximos sendo que as tensões obtidas utilizando os cantos rectos são normalmente menores, isto é perfeitamente justificável porque as secções rectas têm uma inércia ligeiramente maior.

2-Flexão desviada

Este tipo de solicitação também traduz tensões nominais no entanto não da mesma forma que flexão pura, devido ao facto que a tensão máxima não aparece ao longo de uma face plana, mas sim no canto. As tensões observadas para este tipo de esforço podem ser vistas na tabela 12.

Tabela 12 - Elementos sujeitos a flexão desviada

Elemento	Tensão de von Mises máxima em MPa		
	Ansys secções exactas	Ansys secções rectas	StressLab
1114 FD	98.3	98.2	105.4
1115 FE	224.5	224.39	241.16
1946 FD	36.488	36.679	43.4
1147 FD	124.6	124.8	132.7
2850 FD	52.864	50.017	59.2
2850 FE	134.101	129.638	136.05

A distribuição de tensões para o elemento 2850 FD pode ser visto na figura 38, distribuição típica de flexão desviada.

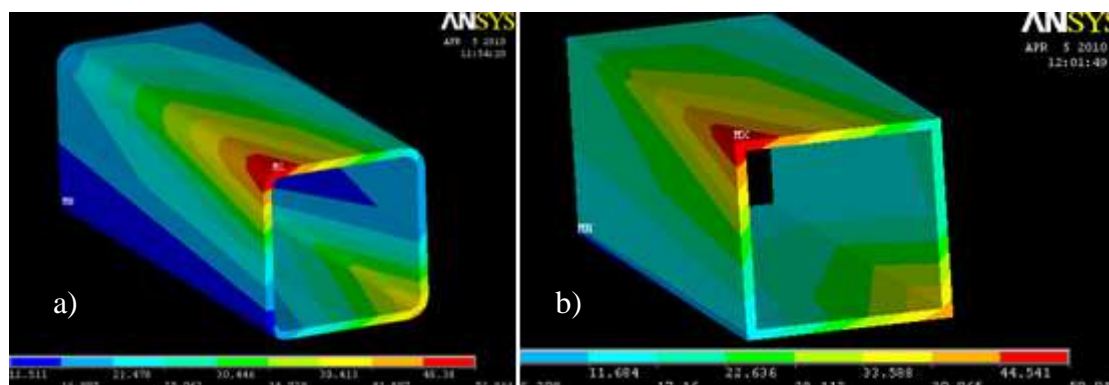


Fig.38 - Tensões de von Mises obtidas para Flexão desviada a) Ansys com cantos redondos b) Ansys com cantos rectos

Verifica-se que quando os elementos apresentam tensões mais elevadas nos cantos, caso característico de flexão desviada, as tensões entre o Ansys e o StressLab diferem de um alguns MPa, isto prende-se pela influência da forma do canto que no caso de Ansys é considerada de certa forma, no entanto continuam a ser próximos. Relativamente ao Ansys, verifica-se que existe uma proximidade dos valores das tensões entre as secções com cantos rectos e cantos redondos. A explicação para a proximidade das tensões entre

o Ansys é devido ao facto que o aumento de inércia devido ao arredondamento dos cantos tem uma menor influencia, uma vez que dois dos cantos se encontram sobre o eixo neutro pelo que não contribuem na mesma proporção para a inércia, como no caso de flexão pura em que os quatro cantos estão à mesma distância do eixo neutro.

3- Torção elevada

Anteriormente foi verificado que quando se considera elementos *solid* a existência de uma torção elevada afecta os valores das tensões que surgem sobre os cantos, pelo que é então necessário comparar os valores obtidos para este tipo de esforço, os resultados estão presentes na tabela 13.

Tabela 13- Elementos sujeitos a torção elevada

Elemento	Tensão de von Mises máxima em MPa		
	Ansyes Sec. Exactas	Ansyes Sec. Rectas	StressLab
4 FE	19.765	17.6	16.61
58 FE	77.625	73.719	99.65

A distribuição de tensões para o elemento 58 FE pode ser visto na figura 39, distribuição típica de torção pura.

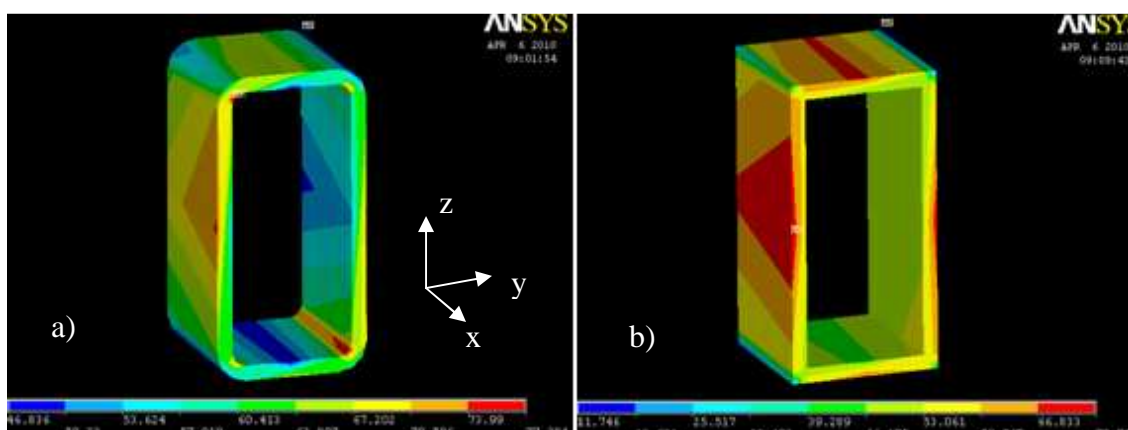


Fig.39 – Tensões de von Mises obtidas para torção elevada a) Ansys com cantos redondos b) Ansys com cantos rectos

Tabela 14- Momentos s actuantes na secção

Elemento	Mx (N.m)	My (N.m)	Mz (N.m)
58 FE	-1393.2	195.8	397.1

Verifica-se que quando os esforços de torção são superiores normalmente uma ordem de grandeza acima dos de flexão, os valores das tensões entre o StressLab e o Ansys diferem consideravelmente, isto porque as tensões máximas deixam de ocorrer nos cantos e faces exteriores, e passam a ocorrer ao meio da face e até mesmo nos cantos interiores. Comparando agora as secções rectas com a dos cantos, verifica-se também uma diferença de valores considerável, isto porque o esforço de torção provoca uma concentração de tensões no canto interior da secção com cantos redondos, já verificada pela simulação efectuada em elementos sólidos. No entanto é importante referir que esta concentração é da mesma ordem de grandeza da tensão máxima observada no meio da face.

4-Perfis Abertos

Como já referido neste presente trabalho e por André Ramos [1], o Ansys calcula de uma forma precisa as tensões em elementos *beam*, sendo que aplica mesmo factores correctivos ao corte, de acordo com a forma da secção *beam* a analisar, pelo que é então necessário verificar as diferenças introduzidas nas tensões para os casos de secções abertas, os resultados estão presentes na tabela 15.

Tabela 15 – Tensões em elementos com perfis abertos

Elemento	Ansys sec. Exactas	Ansys sec. Rectas	StressLab
3066 FE	36.488	36.679	43.4
3076 FE	164.27	161.96	178.34

A distribuição de tensões em perfis abertos, para o elemento 3076 FE pode ser visto na figura 40.

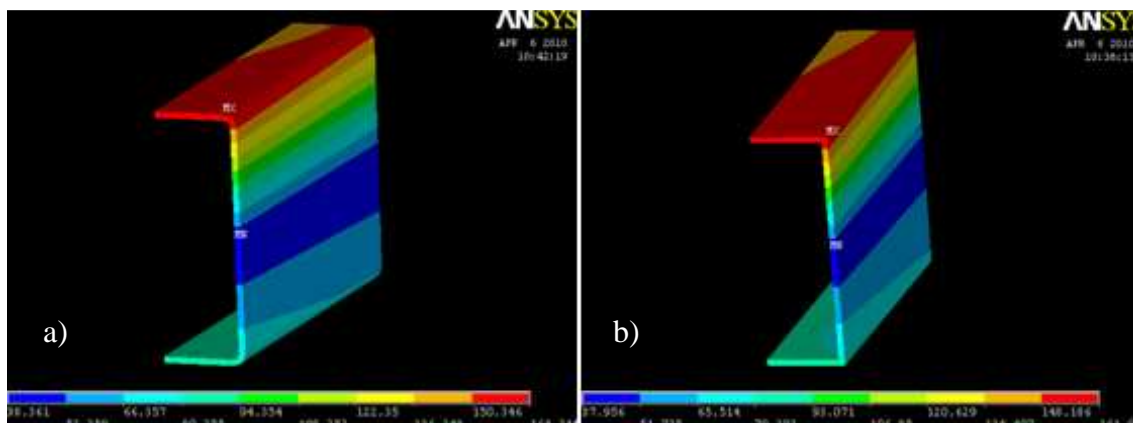


Fig.40 – Tensões de von Mises obtidas para o elemento 3076 FE a) Ansys com cantos redondos b)Ansys com cantos rectos

De todas as situações enumeradas, o caso dos perfis abertos é o que apresenta maiores diferenças, sendo que não foi observado nenhum padrão, as diferenças de valores nestas secções, são distintas, estas apresentam variações tanto acima como abaixo, do valor do StressLab. Relativamente aos valores entre o próprio Ansys, continua-se a notar uma concordância satisfatória.

A conclusão final a retirar, e porventura mais importante é que não parece existir diferenças significativas entre as secções com cantos rectos e cantos redondos. Quanto às diferenças entre o Ansys e StressLab, esta como as outras análises efectuadas, não são conclusivas, apenas se podem retirar conclusões qualitativas, sobre as situações em que são mais ou menos coincidentes os valores das tensões.

No entanto podemos realçar o seguinte, no caso de perfis fechados e com esforços de flexão quer combinada quer pura as tensões máximas entre os dois softwares são próximas, sendo que para estes casos o valor de referência da tensão crítica tido no histórico da empresa pode ser aplicado.

No que diz respeito aos elementos com perfis abertos, sejam estes, perfis em U, L ou C as tensões obtidas não podem ser equiparáveis, entres os dois softwares, isto porque o Ansys tem em conta a geometria da secção, utilizando mesmo factores de correcção ao corte e “warping” quando calcula as tensões, o que conduz a grandes diferenças entre ambos. O mesmo acontece no caso de torção, no qual o Ansys apresenta uma situação bastante realista o que origina tensões substancialmente diferentes do StressLab.

3 Análises locais

3.1 Objectivos das análises locais

Como foi possível observar nos capítulos anteriores, o cálculo estrutural do modelo completo de um autocarro é efectuado em elementos do tipo *beam* e *shell*. Tal sucede devido ao facto de estarmos a lidar com uma estrutura de grandes dimensões o que inviabiliza o cálculo com recurso a elementos do tipo *solid*.

A análise, embora menos precisa traduz com elevado grau de concordância o comportamento de toda a estrutura. Este tipo de modelação apresenta inúmeras vantagens de entre as quais se destacam o reduzido número de elementos necessários e a capacidade de realizar um cálculo completo em apenas alguns segundos.

Conclui-se anteriormente que o elemento BEAM188 produz resultados muito próximos dos observados na realidade, porém não evita a análise mais precisa em elementos *solid*. Esta necessidade prende-se com o facto de os elementos *beam* não terem em conta o efeito das ligações entre os diversos perfis, e que em construção soldada têm por vezes mais importância devido a concentração de tensões, provocadas quer pelo processo de soldadura, quer pela geometria da ligação, do que as tensões verificadas ao longo dos perfis.

Anteriormente, na empresa quando, eram identificadas zonas cujas tensões eram consideradas elevadas ou susceptíveis de ruptura devido a concentrações de tensões o procedimento adoptado passava por uma análise isolada dessa zona no Cosmos utilizando elementos *solid* de forma a obter maior precisão de análise, metodologia que também será abordada neste presente capítulo.

O Ansys por sua vez coloca ao dispor novas funcionalidades que permitem estudar novas formas de análise.

Uma ferramenta muito útil que o Ansys coloca ao nosso dispor é a possibilidade de importar geometrias directamente de programas CAD. Ao que se junta a diversidade de elementos de vários tipos, inclusive elementos de transição e contacto. Esta intermodalidade entre os diversos tipos de elementos abre-nos a possibilidade de incorporar no modelo global pequenos módulos sólidos ao invés da modelação independente no cosmos, metodologias que iremos estudar.

O estudo a desenvolver, irá incidir sobre o mini autocarro de turismo Optimo, visto ser o único modelo até à data elaborado de raiz, no novo software de elementos finitos Ansys.

3.2 Análise local da zona traseira

Foi efectuado na empresa, por um colega da equipa técnica André Ramos [1], uma simulação no Ansys do miniautocarro de turismo Optimo, após uma análise dos resultados, verificou-se a existência de um nível elevado de tensões em algumas zonas do autocarro. Surgiu então aqui uma oportunidade para pôr em prática o método de análise de certa forma já estabelecido anteriormente para análises locais. A zona com tensões elevadas pode ser vista na figura 41.

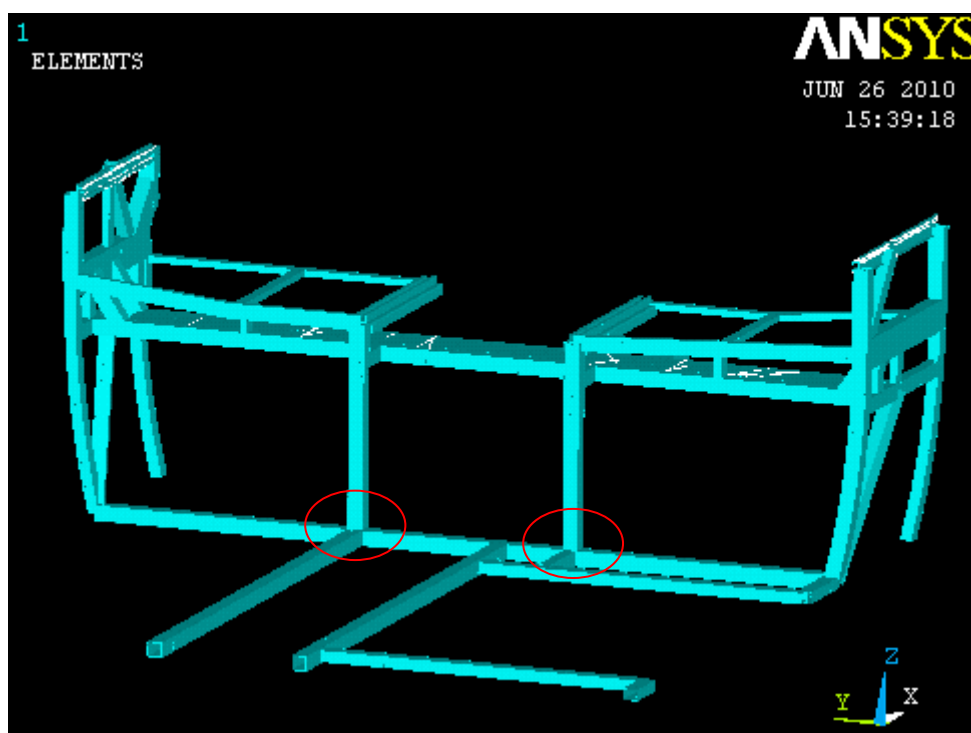


Fig.41 -Zona com nível de tensão elevada

O critério aplicado pela empresa na selecção dos elementos considerados como contendo tensões excessivas baseia-se na experiência acumulada ao longo dos anos, nomeadamente danos estruturais já verificados, com base nisso está constatado, e adquirido como certo, que quando eram obtidas tensões nominais acima de 235 MPa no antigo software StressLab, verificava-se que normalmente existia fractura ou danos estruturais nessas zonas. Esta tensão é então uma espécie de tensão limite de fadiga, não está relacionada com os limites últimos de resistência do material, mas sim limites últimos de serviço ou de utilização. Tendo isto, a empresa considera que não devem existir tensões nominais acima deste valor, e quando elas são verificadas, é efectuada uma alteração desses componentes. Sendo que dependendo do tipo de tensões, a alteração pode passar pela mudança do perfil metálico, no caso de serem tensões nominais, e pela introdução de reforços quando se trata apenas de tensões concentradas na zona de ligação entre perfis. Sendo que em zonas de ligação de perfis será sempre

uma zona incerta pois podem surgir concentrações de tensões devido a um processo de soldadura ineficiente como referido anteriormente.

Com base nos pressupostos enumerados anteriormente, foi seleccionada então a seguinte zona como contendo tensões excessivas, figura 42.

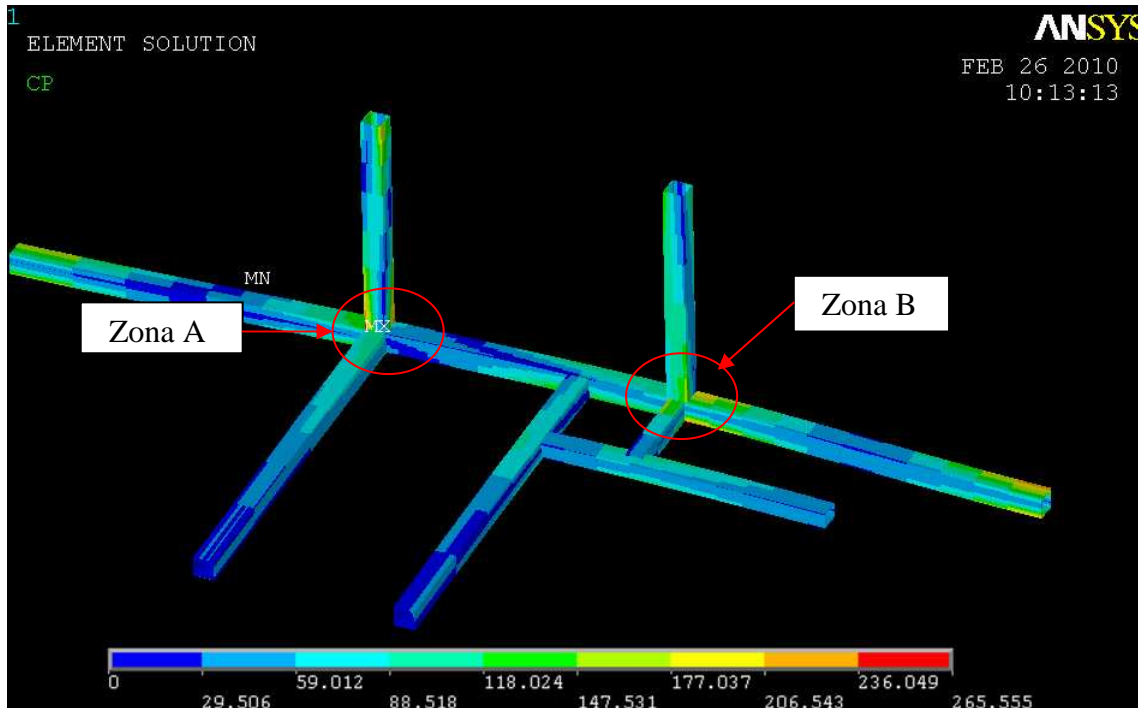


Fig.42-Distribuição de tensões obtidas no Ansys

Esta distribuição de tensões foi obtida para o caso do autocarro apoiado em três apoios (eixo traseiro + apoiado na roda esquerda da frente). Sendo que a tensão máxima alterna entre a zona A e B, consoante o apoio da roda frente seja do lado esquerdo ou direito.

A análise passa então por simular esta parte traseira (ver figura 42 acima), o software utilizado é o Cosmos. Este é utilizado, pois é mais fácil construir o modelo a simular, visto ter ligação directa com o SolidWorks.

De seguida enumeram-se as principais etapas para obter o modelo de simulação no Cosmos:

- Obter a zona em estudo no SolidWorks;
- Retirar os esforços nodais do Ansys (figura 43);
- Aplicar as forças e as restrições Cosmos.

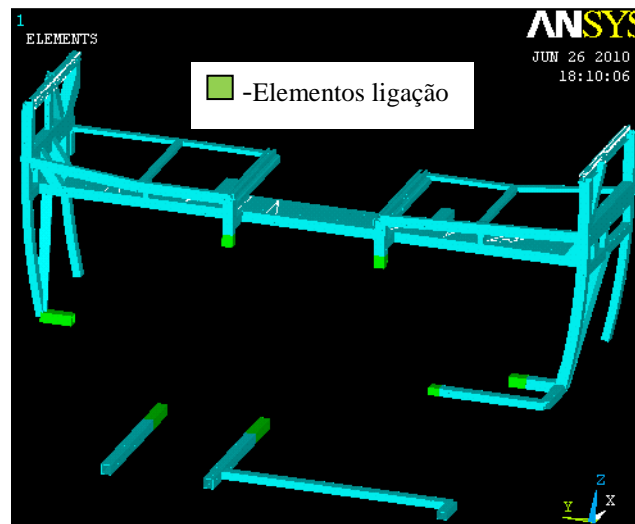


Fig.43-Elementos de ligação de onde se retiram os esforços nodais

O modelo de simulação relativo à zona em análise pode ser visto na figura 44. Como mencionado no capítulo anterior um dos nós foi restringido nos seus graus de liberdade de forma a possibilitar a simulação no cosmos.

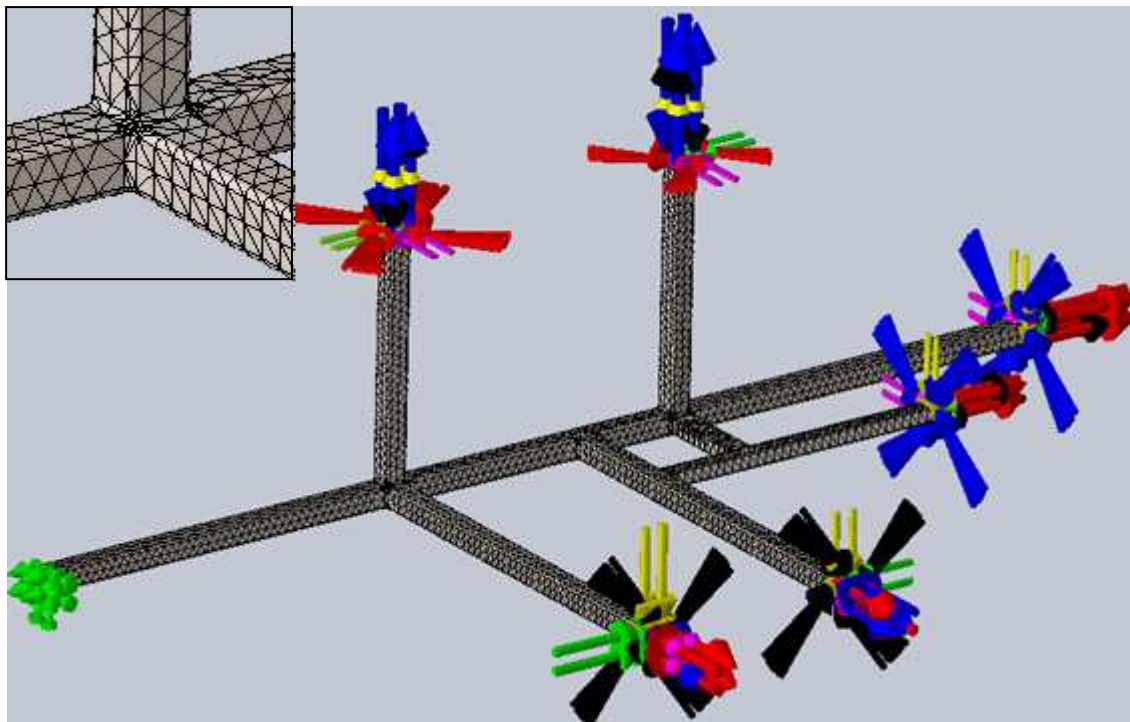


Fig.44-Modelo de elementos finitos a simular

A malha utiliza elementos triangulares, foi obtida com um refinamento grosseiro, o que corresponde a um total de 23711 elementos e 46333 nós.

3.2.1 Resultados da simulação

De seguida é apresentada a distribuição de tensões de von Mises obtida para a zona em análise, assim como as zonas que apresentam uma concentração de tensões elevada.

Os resultados dizem respeito ao caso do autocarro apoiado em 3 apoios FE, visto ter sido, o que apresentou maiores tensões. As tensões podem ser observadas na figura 45.

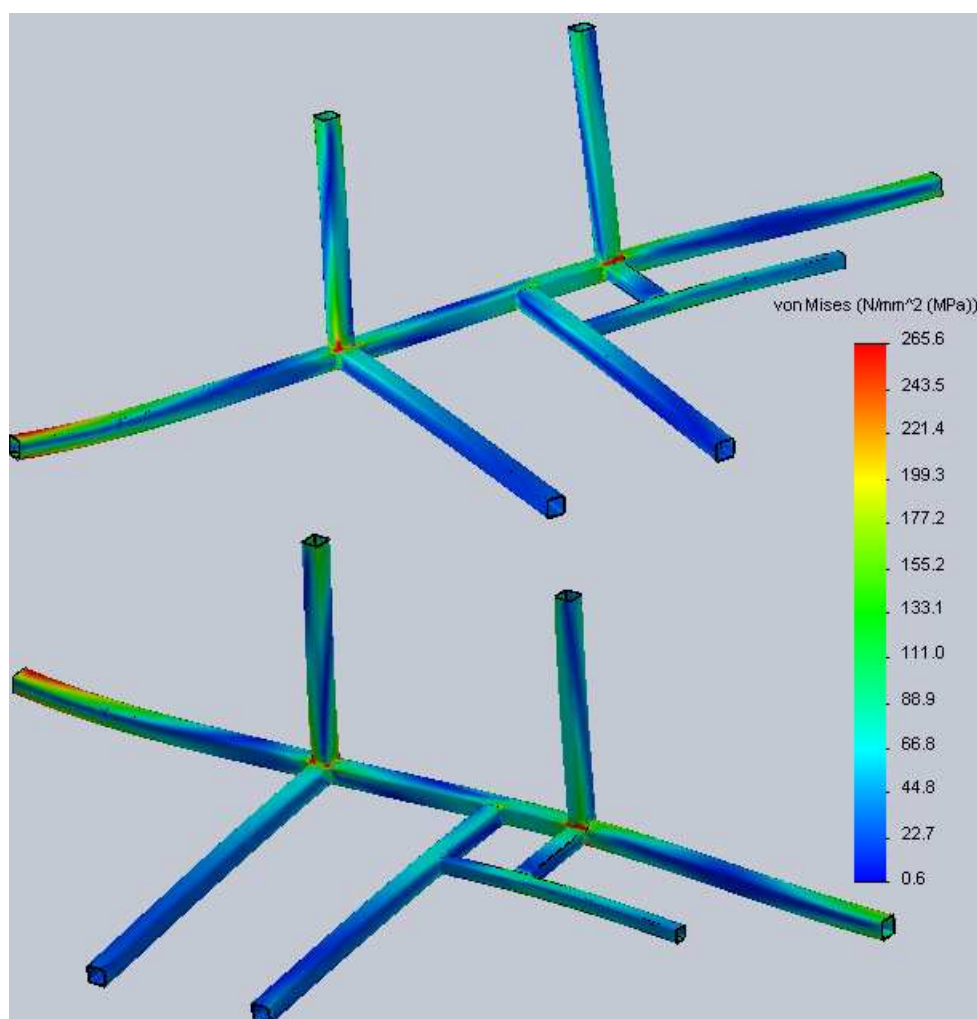


Fig.45-Distribuição de tensões obtidas no Cosmos

Ao observarmos a ilustração anterior, é possível observar que a distribuição de tensões ao longo dos perfis entre o Ansys *beam* e o Cosmos *solid*, são coincidentes, exceptuando a zona da esquerda que apresenta tensões mais elevadas devido às restrições impostas nessa secção (note-se esta secção foi encastrada). Todavia, isto já havia sido salientado anteriormente. O mais importante porventura a reter destes resultados é as concentrações de tensões que aparecem nas ligações entre os perfis, e que são o principal objectivo desta análise. Uma forma eficaz de quantificar as

concentrações de tensões é o recurso à ferramenta *Iso clipping*, isto permite-nos verificar quais as zonas onde as tensões são superiores a 235 MPa, essas zonas podem ser observadas na figura 46.

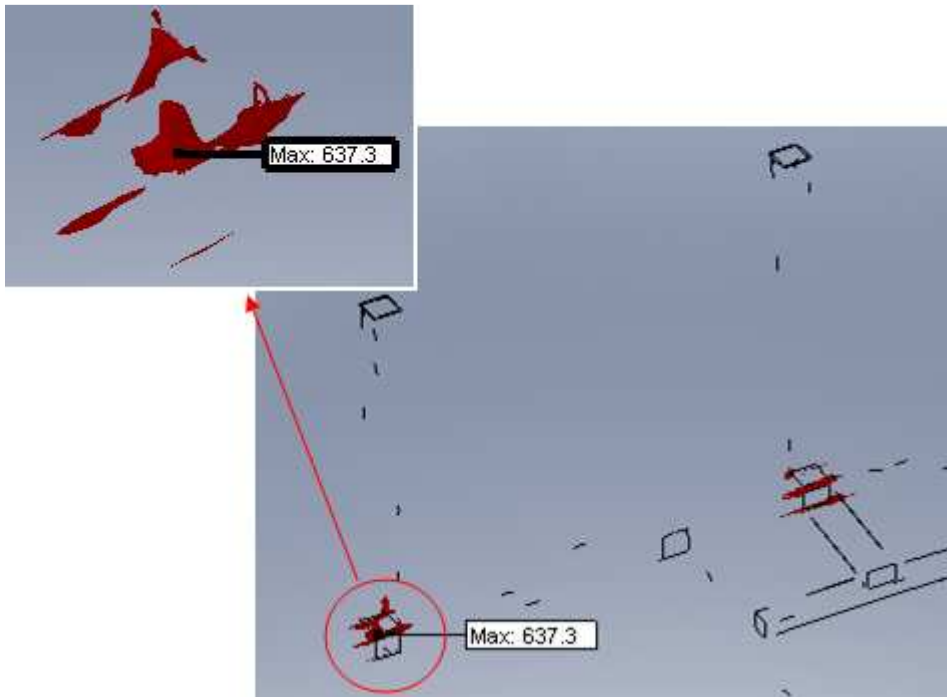


Fig.46- Concentração de tensões verificadas na zona de ligação dos perfis

É então notoriamente visível a existência de concentração de tensões na zona de ligação entre os perfis verticais e horizontais, estas tensões aparecem devido ao facto da existência de tensões de tracção em ligações a 90° (ver figura 47), que como se sabe são críticas em termos de fractura devido à fadiga. Isto torna-se mais crítico ainda se adicionarmos um outro factor e que não depende directamente do projectista, que é a execução adequada da soldadura, e que de facto depende de diversos factores não exclusivamente humanos. Uma vez que se tratam então de tensões localizadas, iremos agora debruçar-nos a partir de agora ao melhoramento desta ligação e estudar a introdução de um reforço, que permita atenuar esta concentração de tensões, quer do lado direito quer do lado esquerdo.

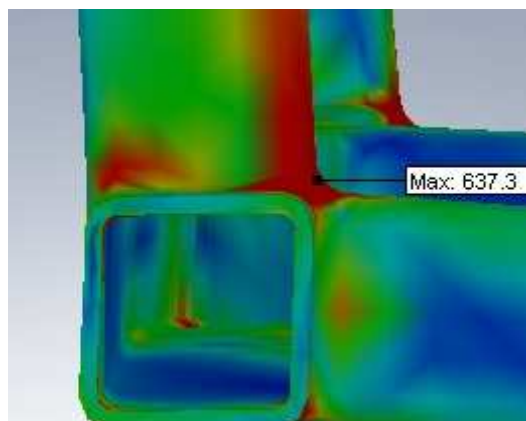


Fig.47-Tensões em ligações a 90°

3.2.3 Estudo da introdução de um reforço

Nesta fase será então feito o estudo da ligação entre os perfis, como os esforços são praticamente iguais quer no perfil vertical do lado esquerdo quer direito da zona em análise, apenas será considerado o perfil vertical do lado esquerdo. Irá ser simulado o efeito da introdução de uma chapa de reforço na zona de ligação, e verificar o benefício obtido a nível de homogeneização do nível de tensões, com a introdução deste reforço.

O primeiro passo no estudo do reforço, é determinar a sua forma, este processo é essencialmente iterativo, não existem formas ideais, quando se trata de concentração de tensões, porém existem sempre formas que atenuam mais ou menos esse efeito, permitindo o encontro de uma solução de compromissos entre o ideal e o aceitável.

De seguida mostram-se os principais passos até à solução final encontrada:

- **Situação inicial sem reforço:**

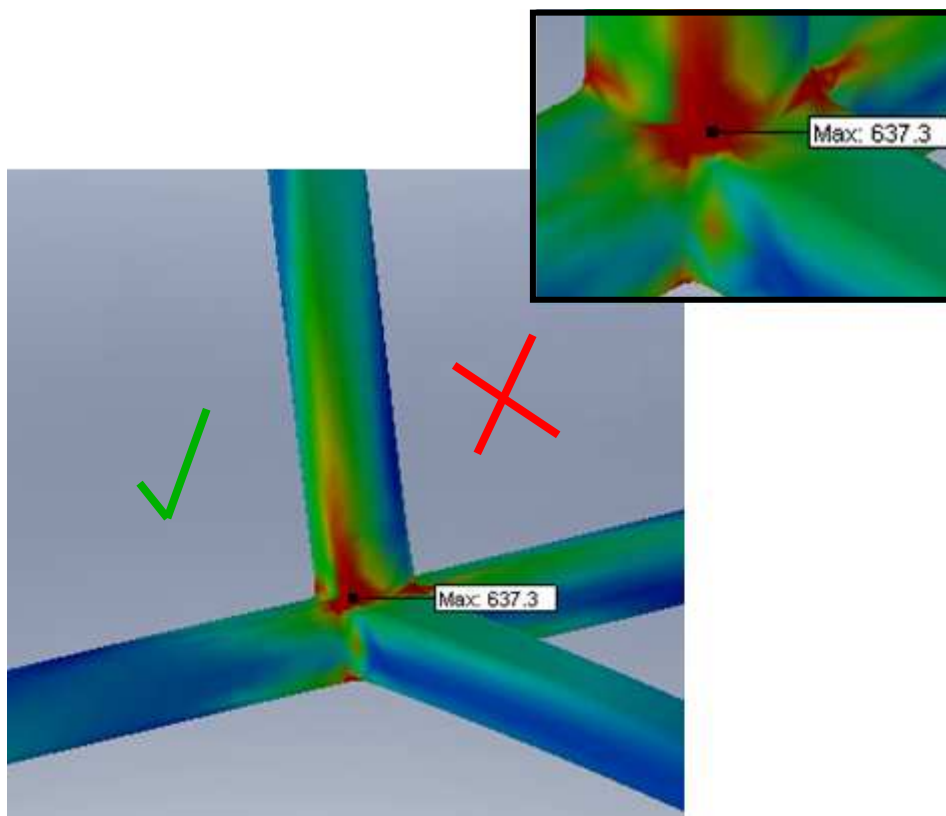


Fig.48-Localizações possíveis do reforço a introduzir

O reforço a introduzir tem de ter em conta as seguintes considerações:

1. Só pode ser colocado de um dos lados do perfil vertical, ou seja do lado esquerdo, uma vez que do lado direito, existe um piso de madeira, para saída dos passageiros pela porta traseira.

2. A outra condição é o facto de ser deixado um espaço considerável, entre a base do reforço a introduzir e a base do perfil vertical, isto para que a soldadura do reforço não interfira com a já existente, esta distância também facilita o processo de inspecção ou reparação, se necessário da soldadura entre o perfil vertical e o horizontal.
3. A chapa será colocada na face no perfil, para ser facilitada a acção de soldadura em termos de acessibilidade, como também permitir uma penetração total do cordão de soldadura devido à existência do raio de concordância dos cantos do perfil, não necessitando assim de preparação de junta.

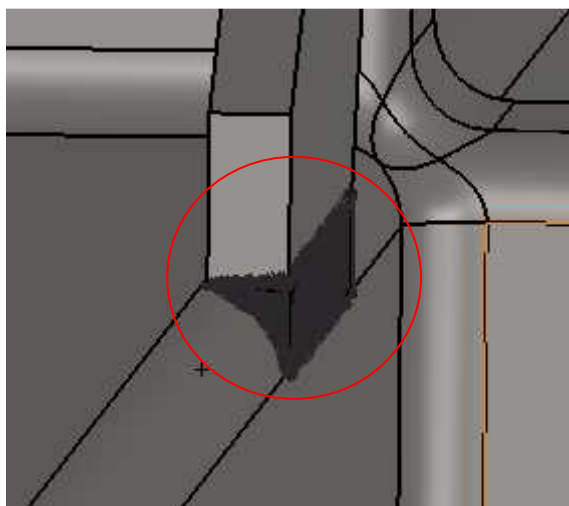


Fig.49- Pormenor do cordão de soldadura

- **Reforço com uma chapa de 3 mm**

Inicialmente foi escolhida uma espessura de chapa de 3 mm, com esta espessura foi optimizada a forma da chapa de reforço. A forma ideal é aquela que permita obter uma distribuição mais homogénea das tensões, uma vez que se a chapa introduzida for muito rígida eliminará as tensões elevadas na zona de ligação dos perfis, mas poderá transportar esses esforços para outra zona, mais adiante do reforço. Tendo isto em conta e as restrições acima mencionadas, concluiu-se que a melhor forma seria uma chapa curva (concava) de forma tornar a ligação mais flexível (note-se a solução alternativa seria uma chapa triangular). Esta forma permite que a peça seja mais resistente na zona onde se verificam os maiores esforços, sendo que a diminuição gradual da espessura possibilita uma distribuição dos esforços, o que diminui as tensões na extremidade da chapa de reforço. A imagem da forma da chapa de reforço e a distribuição dos esforços pode ser vista na figura 50 seguinte.

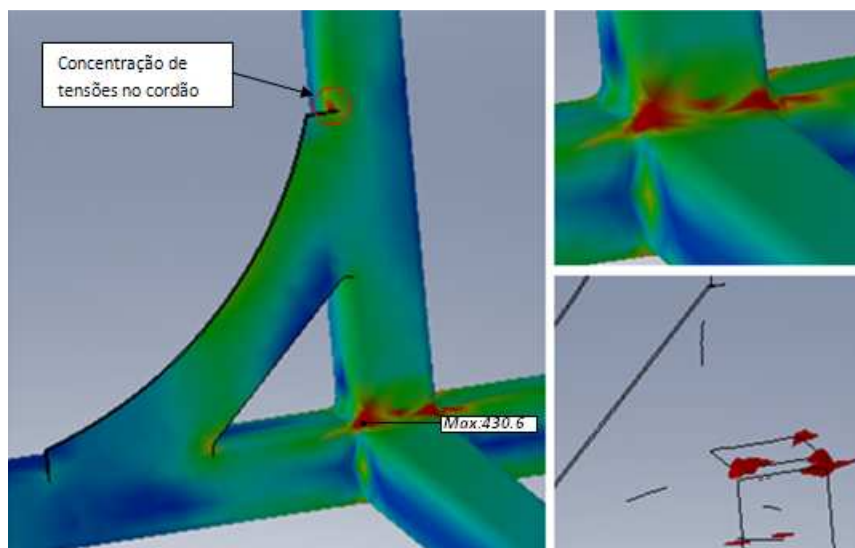


Fig.50 – Distribuição de tensões de von Mises obtida para reforço de 3mm de espessura

- **Reforço com uma chapa de 5 mm**

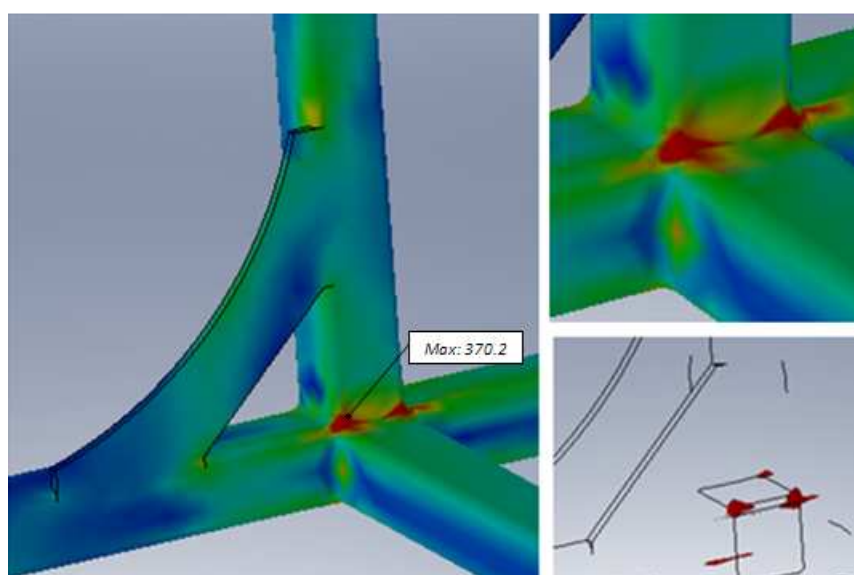


Fig.51- Distribuição de tensões de von Mises obtida para reforço de 5mm d espessura

Anteriormente foram apresentadas duas soluções, uma primeira com uma chapa com 3mm e uma segunda com 5mm de espessura.

Ao observarmos as tensões na zona de ligação dos perfis é possível verificar que as tensões foram reduzidas, passou-se de uma tensão máxima de 637 MPa, para uma tensão máxima de 370,2 MPa. Mas mais importante que isso conseguiu-se uma redução da área afectada pela concentração de tensão, sendo que agora as tensões apenas aparecem nos cantos ao invés da situação inicial onde estas apareciam ao longo de toda a aresta, uma franja que ia de um canto ao outro. Este facto é muito importante, uma vez

que quando o canto começar a plastificar, o esforço começará a ser distribuído progressivamente ao longo da aresta, o que prolonga a vida útil da ligação, ao contrário do primeiro caso em que toda a aresta já se encontrava com tensões elevadas.

Para eliminar as tensões por completo seria necessário a inserção de um reforço na direcção perpendicular ao reforço já existente, porém tal não é possível, devido a restrições de projecto.

Uma outra nota a reter é o facto de no caso da chapa de reforço de 3mm, surgirem concentrações de tensões na extremidade do cordão de soldadura, isto porque como a área de ligação da chapa é muito baixa e o cordão de soldadura está neste caso essencialmente sujeito a esforços de tracção, ora como o esforço a que o cordão está sujeito não varia muito de um caso para o outro, vai provocar o aparecimento de tensões elevadas. No caso da chapa de 5mm esta área vem praticamente duplicada o que diminui este efeito.

A escolha da solução da chapa de 5mm tem também outras vantagens no que respeita ao processo de fabrico, como este reforço irá ser soldado, uma chapa muito fina pode vir a sofrer deformações muito elevadas devido às elevadas temperaturas presentes no processo.

- **Solução final com os dois reforços de 5 mm**

Uma vez encontrada a forma do reforço, e considerando que a estrutura a reforçar é praticamente simétrica, foi então introduzido o mesmo reforço em ambos os lados do autocarro, sendo a solução apresentada a seguir a final (ver figura 52).

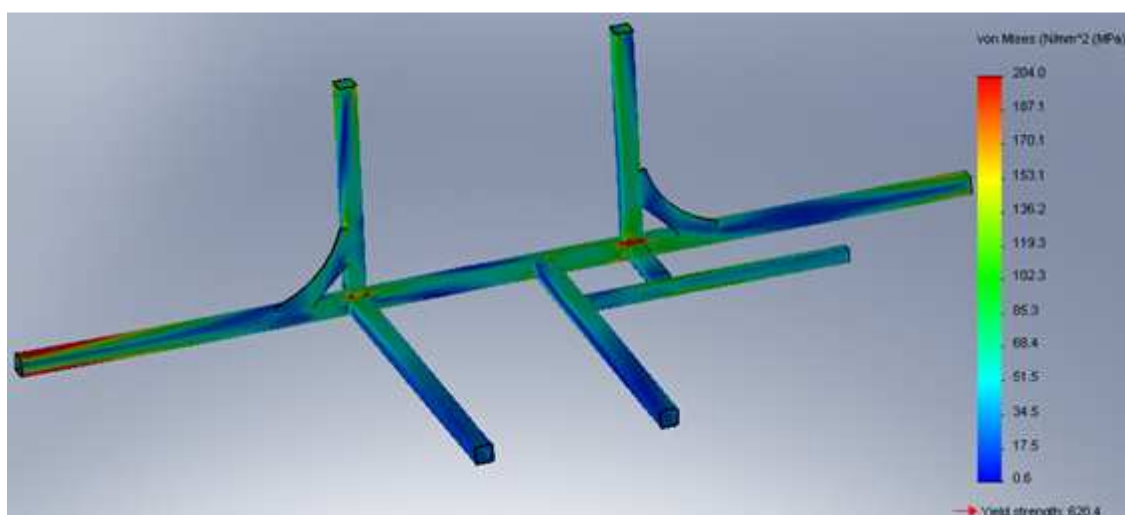


Fig.52-Solução final no caso de 3 apoios (eixo traseiro e roda da frente lado esquerdo)

É possível verificar a redução das tensões nas faces onde foram colocados os reforços, porém é notório que estes não tiveram grande efeito na direcção perpendicular ao reforço, sendo que não é possível actuar nesta zona devido a restrições impostas. Não

obstante disso, as tensões agora verificadas são puramente residuais, e prendem-se com a geometria do canto, pelo que qualquer reforço a introduzir não irá conseguir dissipá-las por completo. Eventualmente uma solução possível seria alterar as dimensões do perfil vertical, aumentando a área de encastramento.

3.3 Introdução de um módulo sólido no Ansys

Ao longo do presente capítulo foi abordada uma metodologia para o estudo mais preciso das ligações, que aquando do cálculo estrutural em elementos *beam* e *shell*, demonstraram um nível de tensões considerado elevado. Este processo revelou-se eficaz e de fácil implementação, não obstante, apresenta algumas limitações, entre as quais podemos destacar as duas principais, uma das limitações é o facto de no caso de ser introduzido um reforço ou alterado algum perfil, não nos é possível verificar qual a influencia dessa modificação na restante estrutura do autocarro. A segunda limitação é o facto de ao isolar-se uma parte da estrutura no Cosmos, surgem tensões elevadas nas zonas onde são aplicados as restrições e os esforços retirados do modelo global analisado no Ansys.

Devido a estes factos surge então agora a necessidade de estudar a possibilidade de incorporar no mesmo modelo global do Ansys pequenos segmentos sólidos, como nos onde confluem vários perfis, ou peças que exibam uma geometria complexa incapaz de ser modelada de uma forma eficiente com elementos *beam*.

Os componentes estruturais utilizados no fabrico de autocarros, sejam tubos, sejam chapas ou perfis de ligação, são essencialmente compostos por chapas de espessura reduzida variando entre 2 e 8 mm normalmente. Não é portanto frequente o uso de peças sólidas, isto é com espessuras elevadas.

Estes factos levam-nos então a repensar o caso da incorporação de pequenos módulos sólidos, em simultâneo com *beams* no cálculo estrutural global. Ora como é sabido, é possível modelar em elementos tipo *shell*, com um grau de precisão elevado, corpos com a forma de chapa, isto é, duas das dimensões são muito maiores que a terceira, e com espessuras máximas até por volta de 10 mm.

Tomando em conta todas estas considerações, optou-se então por fazer o seguinte estudo, incorporar módulos sólidos no modelo de elementos finitos global, sendo esse mesmo módulo sólido modelado com dois tipos de elementos distintos, *shell* e *solid*.

3.3.1 Módulo sólido com elementos solid

Iremos então dedicar-nos nesta fase ao estudo da possibilidade de incorporar elementos sólidos no modelo global de cálculo, constituído por elementos *beam* e *shell*. Para esta análise foi então escolhida a mesma zona já estudada anteriormente (ver figura 53), porém foi seleccionada uma parte mais reduzida, visto tratar-se do estudo de uma nova metodologia de análise.

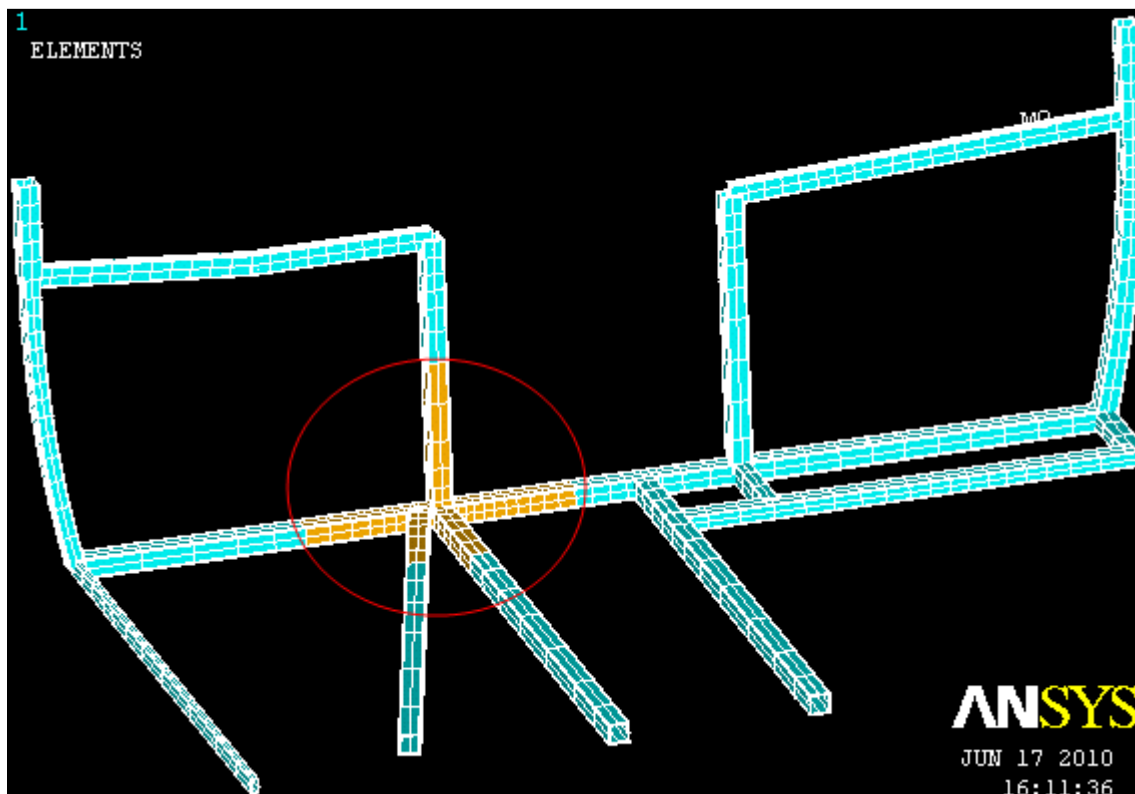


Fig.53- Zona a analisar definida inicialmente em elementos *beam*

Uma vez definido o caso de estudo, foi então necessário estabelecer um método para a modelação, porém desta feita com malhagem sólida.

Após um estudo sobre modelação em sólidos no Ansys, verificou-se que para ser possível fazer uma malhagem sólida em Ansys este necessita de ter um volume definido. Como o modelo do autocarro se encontra definido no SolidWorks, a primeira parte do nosso estudo será dedicada a obter o volume correspondente à zona em estudo no Ansys, este possibilita duas opções para importação de ficheiros directamente do SolidWorks:

- Ficheiro no formato *IGS*;
- Ficheiro no formato *Parasolid*.

Ambas as opções foram testadas, no entanto apenas a primeira se revelou bem sucedida, pois quando importado o volume em causa no formato *Parasolid*, o Ansys não fazia o “display” gráfico deste, o volume era detectado, era possível fazer a sua malhagem, todavia estava invisível, o que inviabilizou esta opção.

No que respeita à importação no formato *IGS*, é também necessário estabelecer aqui algumas notas importantes, apenas é possível importar sólidos do *SolidWorks* estando estes no formato *.Part*, sendo que é possível importar diversas *Parts* diferentes, e fazer uma adição dos volumes importados no Ansys (note-se todas estas considerações acerca da importação dizem respeito ao Ansys clássico). Feita menção a todos estes detalhes, estamos então agora em condições de prosseguir com o nosso estudo.

O primeiro passo consistiu então na remoção dos elementos da zona a ser analisada, e seleccionar os elementos de ligação entre *beam* e o novo módulo Sólido, isto está presente na figura 54.

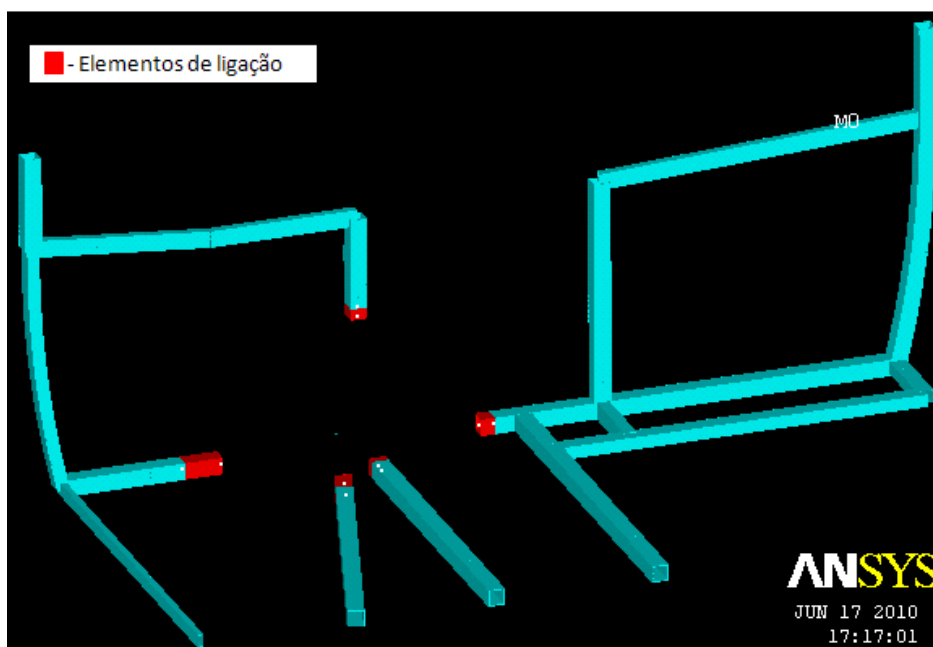


Fig.54 - Zona onde será inserido o módulo sólido

A definição dos elementos de ligação é também essencial na medida que nos permite conhecer através da distância entre nós destes, e a respectiva localização no espaço, aqui surgem duas hipóteses:

- Modelar através das dimensões o módulo a incorporar no SolidWorks;
- Retirar do modelo já definido a zona correspondente.

Uma vez na posse da modelação 3D correspondente à zona em análise, estamos em condições de importar a geometria para o Ansys. O resultado desta operação pode ser observado na figura 55 que se segue.

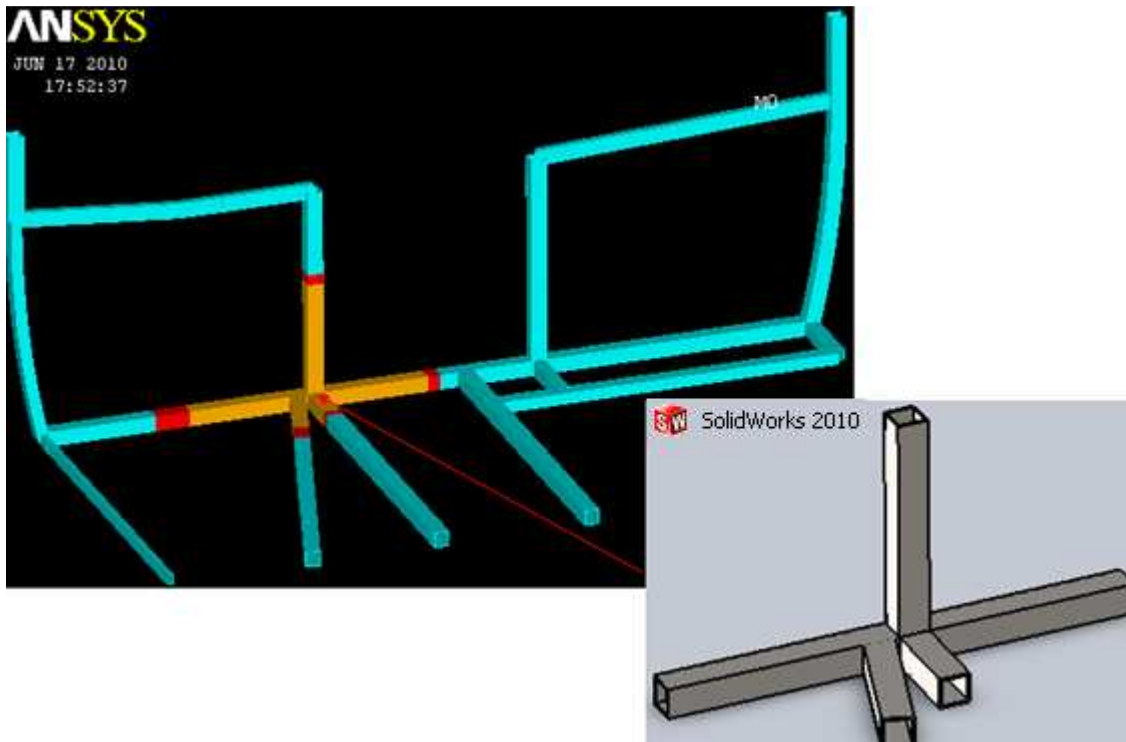


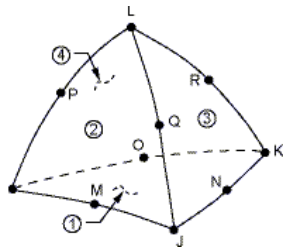
Fig.55 – Geometria importada para o Ansys

Uma vez definido o volume no Ansys é agora necessário proceder à malhagem deste, tal facto implica:

- Definição do tipo de elemento;
- Definição do Material.

O elemento utilizado foi o SOLID92, pois pareceu o mais adequado após consulta da livreria de elementos disponíveis, de seguida encontra-se um quadro resumo com as principais características do elemento em causa:

Quadro I- Descrição do elemento Solid92

<p>SOLID92- 3D 10-Node Tetrahedral Structural Solid</p> 	<p>É um elemento constituído por 10 nós contendo cada um três graus de liberdade por respectivamente translações nas direcções x, y e z.</p> <p>O deslocamento possui um comportamento quadrático, recomendável para modelar malhas irregulares, tais como as produzidas pelos vários sistemas CAD/CAM. Apresenta também capacidades de plasticidade, grandes deformações e grande deflexão.</p>
--	--

A malha obtida pode ser vista na figura 56 seguinte. Trata-se de uma malha tetraédrica, com uma refinação grosseira, no entanto foi utilizada a opção “*smart size*” que automaticamente ajusta o tamanho do elemento em locais com geometria mais irregular.

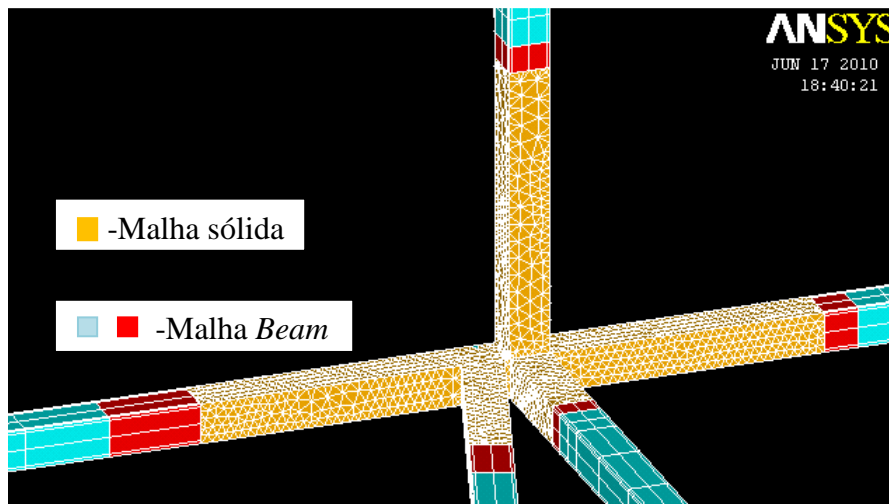


Fig.56 – Malha sólida obtida no Ansys

Tidos a malha e respectivos nós, surge agora uma nova questão, a malha agora produzida não se encontra ligada com a malha *beam* já existente. É então necessário

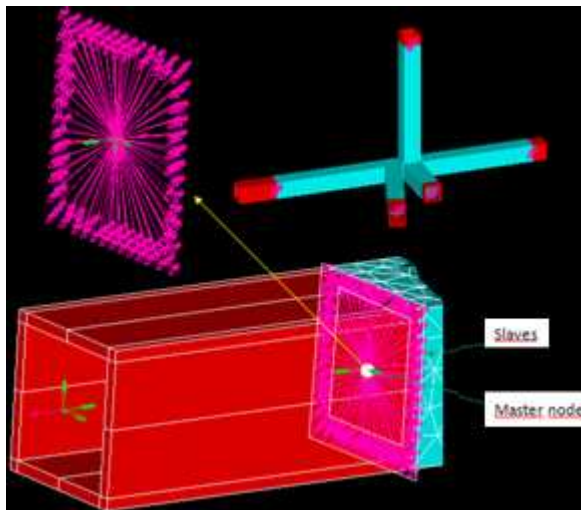


Fig.57-Região de ligação rígida

acoplar as duas malhas, para tal o Ansys possui uma ferramenta muito útil, que possibilita a criação de uma região rígida, constituída por: um nó que transmite toda a deformação “*master node*” e os nós acoplados a este “*slave nodes*”, esta zona rígida permite transportar as deformações do nó do elemento *beam* de ligação para os nós da malha sólida (ver figura 57). Agora ambas as malhas encontram-se acopladas e estamos em condições de efectuar a simulação para o caso de carga em estudo. Que será o 3 apoios

frente esquerda (eixo traseiro e roda da frente do lado esquerdo), visto ser o que introduz maiores esforços.

3.3.2 Módulo sólido com elementos *shell*

Como referido anteriormente as peças utilizadas na construção do autocarro são essencialmente constituídas por tubos construídos através de chapas soldadas com espessuras da ordem dos 5 mm. Este estudo tem então presente o objectivo de verificar até que ponto os resultados de uma modelação em *shell* deste tipo de peças traduz um resultado preciso. É claro à partida que os resultados a obter serão piores que os obtidos por uma modelação com elementos *solid*, no entanto este método tem a vantagem de

permitir um modelo muito mais leve, visto que a malhagem sólida necessita de um número de nós e elementos muito superior.

Vamos então modelar o mesmo módulo anteriormente estudado, porém desta feita recorrendo a elementos *shell*. A incorporação do módulo sólido em elementos *shell*, é mais trabalhosa, comparando com a incorporação de o módulo em elementos *solid* visto anteriormente.

Os elementos do tipo *shell* estão associados a áreas, pelo que é então necessário produzir uma superfície com o contorno da peça 3D que se pretende introduzir no Ansys. Existem diversas possibilidades para a criação do contorno do corpo 3D (ver figura 58):

- Importar as áreas directamente do desenho 3D da estrutura existente no SolidWorks, seleccionando as faces do corpo sólido e guardando num ficheiro do formato .IGS;
- Importar as linhas que definem as faces do corpo do mesmo corpo 3D e guardar no mesmo formato .IGS, sendo necessário depois construir as áreas no Ansys através das linhas;
- Importar os vértices correspondentes e criar a partir destes as linhas e subsequentemente as áreas;

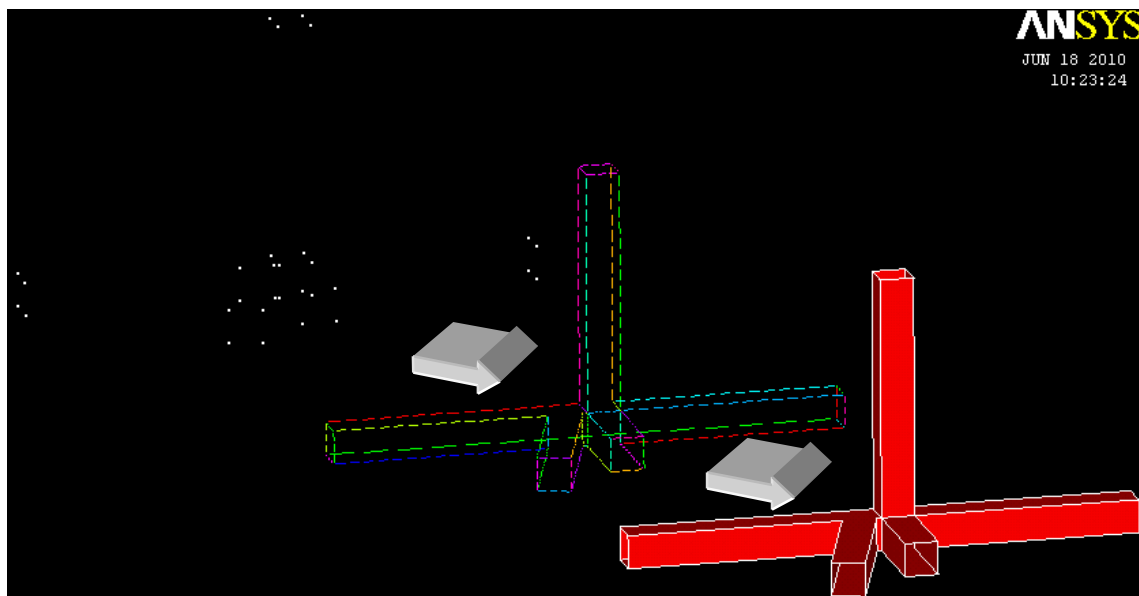


Fig.58 – Três tipos de geometria que é possível importar

Estando as áreas definidas no Ansys, é necessário proceder à malhagem das mesmas, com elementos *shell*, para a malhagem das áreas é necessário então definir:

- Secções correspondentes às espessuras das chapas;
- Material;
- Tipo de elemento.

O tipo de elemento escolhido é o SHELL181 já descrito no capítulo anterior, e já utilizado para modelar chapas metálicas pelo autor André Ramos [1].

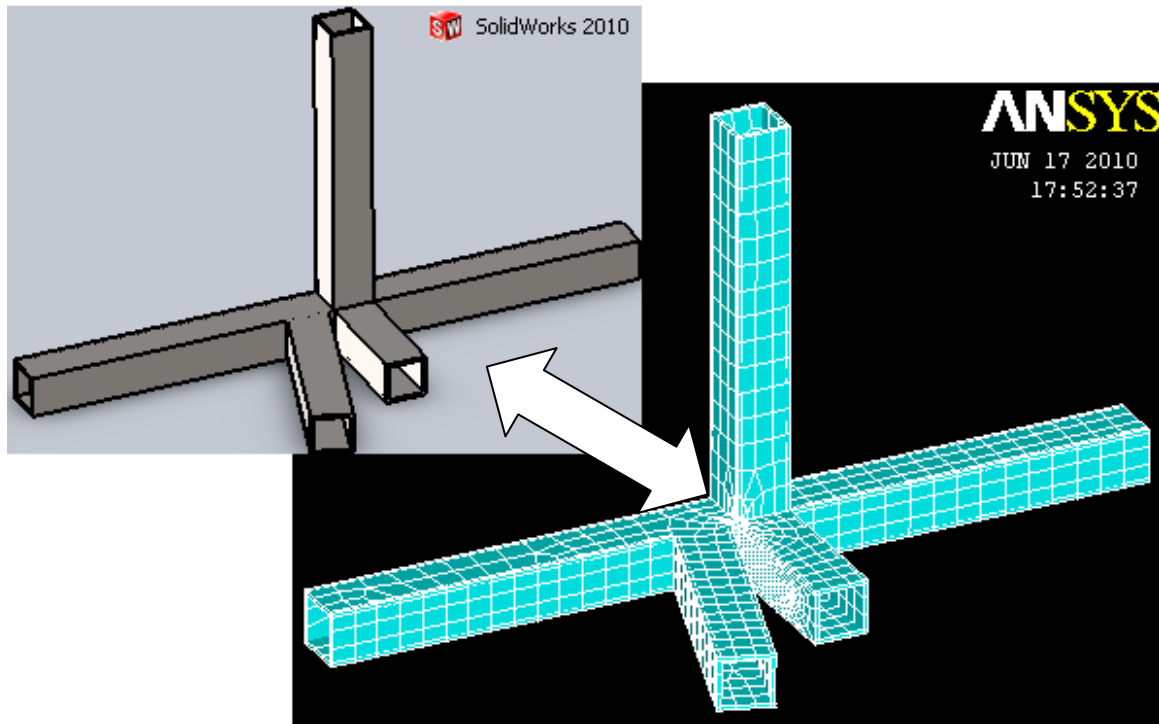


Fig.59 – Módulo 3D no SolidWorks e correspondente modelação em Shell no ANSYS

Foram considerados dois tipos de malha, ambos do tipo quadrilátero, uma primeira mais grosseira com a opção “smart size” de forma que o programa refina a malha nos sítios com geometrias mais complexas como as zonas de ligação entre os perfis (ver figura 59).

A segunda malha considerada foi em tudo idêntica à primeira no entanto mais refinada, de forma a comparar de uma forma mais coerente os resultados obtidos com os elementos tipo *shell* e os elementos *solid* (ver figura 60).

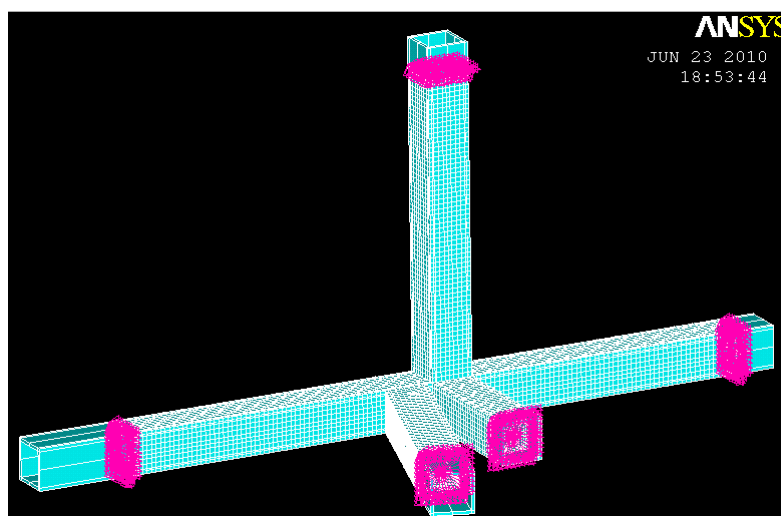


Fig.60 – Malha mais refinada

Assim como no caso anterior da malhagem sólida, aqui as malhas não estão ligadas, pelo é necessário criar novamente a mesma região rígida, de forma a fazer a ligação entre estas (ver figura 61).

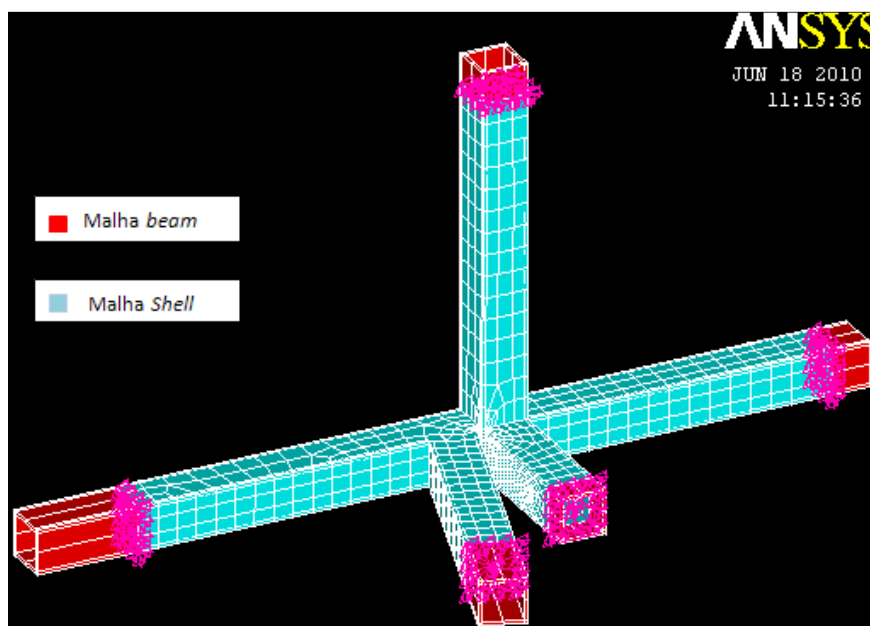


Fig.61 – Ligação entre a malha Shell malha grosseira

Estando a conexão feita, podemos então agora fazer a simulação do caso de carga considerado para o estudo, que será o já referido anteriormente 3 apoios, apoiado na roda da frente esquerda.

3.3.4 Comparação de resultados

Nesta fase vamos então comparar os resultados para os dois tipos de modelação: elementos sólidos e cascas no Ansys.

A nossa comparação irá consistir na comparação dos deslocamentos e das tensões, pois como já visto anteriormente a comparação de tensão por vezes pode não traduzir completamente a realidade, recordemo-nos que para deslocamentos iguais podemos obter um nível de tensões diferentes, isto quando comparamos diferentes tipos de elementos, como o caso em questão entre *shell* e *solid*.

Primeiramente irão ser comparados os deslocamentos máximos para os dois níveis de refinação já mencionados anteriormente. Os resultados estão apresentados na tabela 16, e comparam o somatório do deslocamento nas três direcções x, y e z. A distribuição dos deslocamentos pode ser vista na figura 62.

Tabela 16-Deslocamento vertical máximo para os diferentes tipos de malhas

Tipo de elemento	1º Refinamento		2º Refinamento	
	Δ_{\max} (mm)	Nº Elementos	Δ_{\max} (mm)	Nº Elementos
SHELL181	11,918	1090	11,903	9450
SOLID92	11,843	14540	-	-
BEAM188	11,581	51	-	-

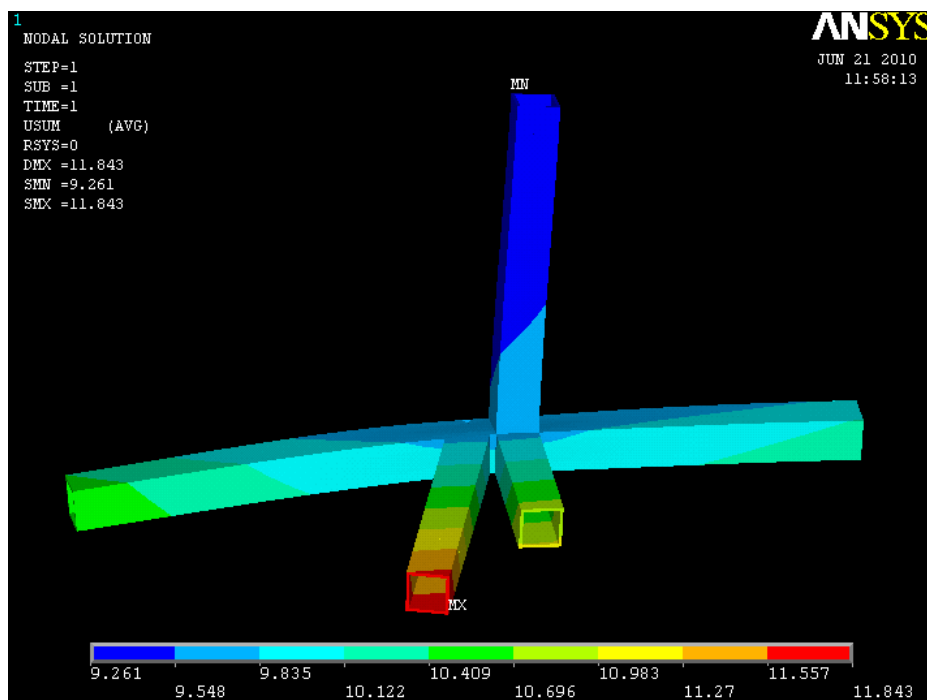


Fig.62 – Distribuição do deslocamento total obtido com a malhagem sólida

Como podemos confirmar pela tabela acima, os valores do deslocamento são muito próximos entre as duas modelações em estudo, sendo que os deslocamentos máximos ocorrem no mesmo ponto, e com uma diferença de valores muito baixa. Comparando também o caso da modelação em *beam* é possível observar um grande grau de concordância com ambas as modelações em estudo o que reforça uma vez mais a precisão a nível dos deslocamentos nos elementos *beam*. Como era de esperar a modelação em *shell* é mais próxima da modelação com malhagem sólida, sendo de notar, que a malha de elementos *shell* converge muito rapidamente para o valor de referência obtido com a malhagem sólida, o que demonstra a as potencialidades da malha *shell* para os casos de ligações entre perfis metálicos.

De seguida é possível comparar os valores das tensões máximas e a sua distribuição, estes valores encontram-se na tabela 17 a seguir, e mostram a evolução do valor máximo de tensão, com o refinamento da malha entre *shell* e *solid*.

Tabela 17- Tensões máximas de von Mises para os diferentes tipos de malhas

Tipo de elemento	1º refinamento		2º refinamento	
	σ_{vm} (MPa)	Nº Elementos	σ_{vm} (MPa)	Nº Elementos
SHELL181	593,858	1090	965,22	9450
SOLID92	1000	14540	-	-
BEAM188	265,555	51	-	-

A distribuição de tensões para o caso de malha *solid* pode ser vista na figura 63.

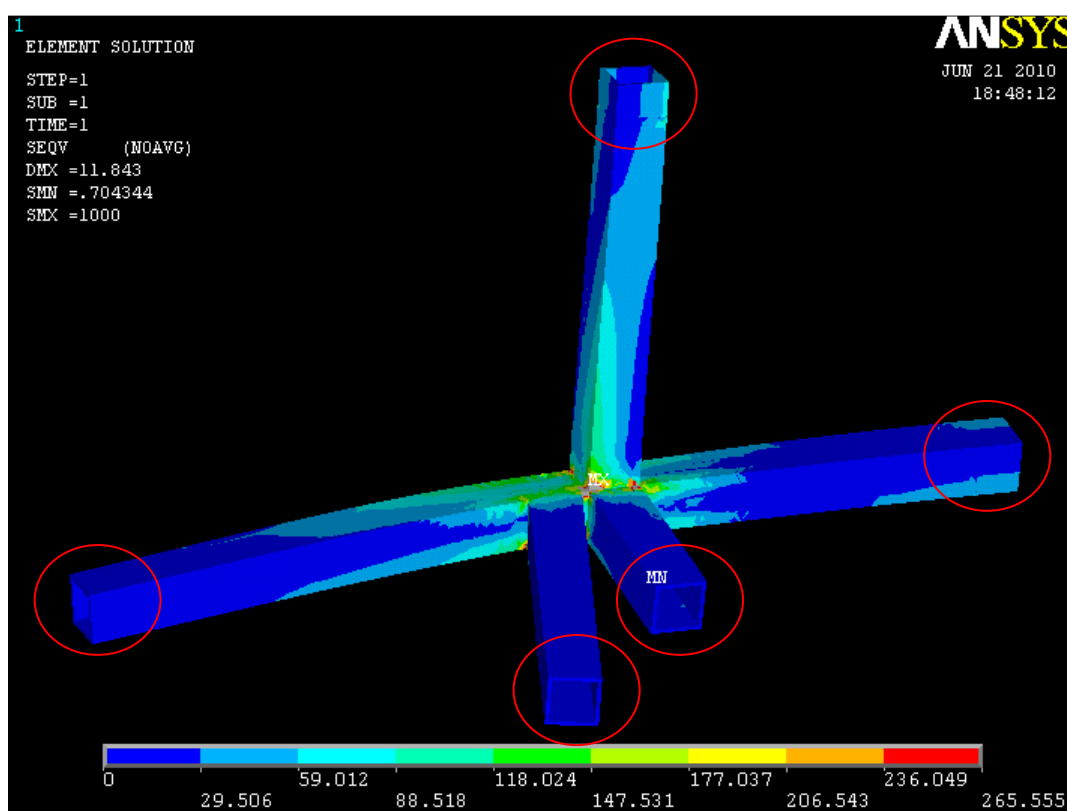


Fig.63 – Tensões de von Mises elementos solid (escala de cores adaptada às tensões do beam)

No que diz respeito às tensões, comparando apenas a malha sólida e *shell* para um grau de refinamento adequado, verifica-se uma grande coincidência entre ambas, sendo que para uma malha *shell* suficientemente refinada, se verifica o mesmo valor de concentração de tensões entre os dois tipos de malhagem.

Um outro importante aspecto a realçar, é o facto de o número de elementos utilizados para obter a uma precisão semelhante com a malha de elementos *shell* é bastante inferior à malha de elementos *solid*. Este facto é muito importante visto que conduzir a um modelo de cálculo substancialmente mais leve. Pelo que podemos afirmar, que para

estes casos de ligações entre tubos simples, a malhagem com elementos *shell* é uma boa alternativa à malhagem sólida.

Uma reparo importante a fazer, é também a concordância entre as tensões na zona de transição entre *solid/shell* para os elementos *beam* de ligação, zonas assinaladas nas imagens anteriores com um círculo vermelho. O que permite concluir categoricamente que a distribuição de tensões obtidas com o elemento BEAM188, são representativas das obtidas com elementos do tipo *solid*.

3.4 Análises locais modelação de peças complexas

Ao longo deste capítulo foram confrontadas diversas hipóteses no que respeita a metodologias de análises locais, no entanto estas foram estabelecidas para peças de baixa complexidade, essencialmente tubos com superfícies e planas. Estes tipos de geometrias são as mais comuns, no entanto por vezes em zonas de ligação ao chassis surgem peças mais complexas, visto estas serem zonas críticas para a preservação estrutural do autocarro.

Estas peças pela sua geometria tornam-se impossíveis de modelar com precisão em elementos *beam*, sendo apenas possível uma modelação exemplificativa, com recurso a um perfil equivalente da peça (ver figura 64), esta consideração pode ser realista em termos estruturais, isto é em quando apenas queremos considerar o efeito desta peça, na restante estrutura. Porém quando a própria peça é alvo de análise esta modelação não é de todo realista em termos de distribuição de tensões.

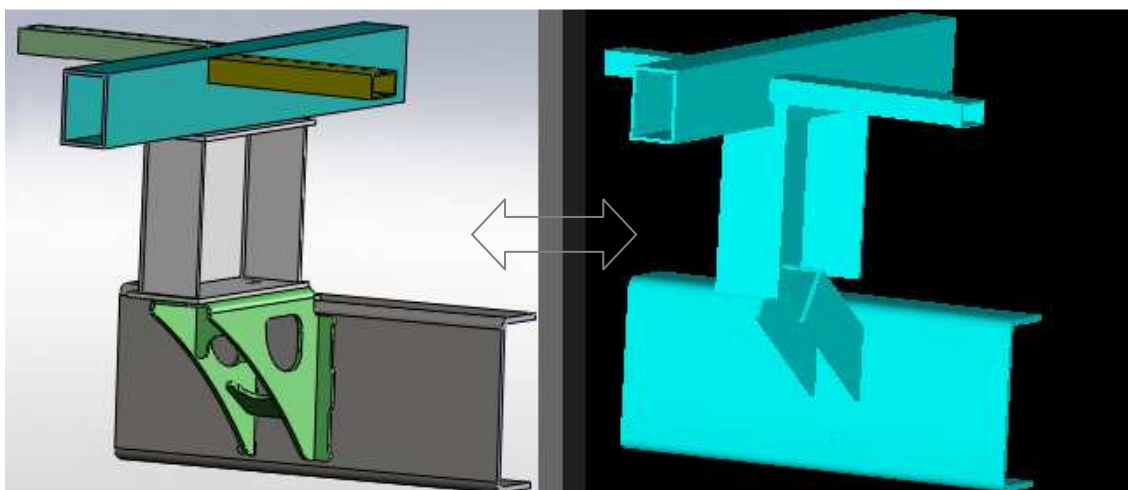


Fig.64- Modelo actual em *beam* de uma geometria complexa

Porém após o estudo feito anteriormente verificou-se que é possível modelar peças em elementos sólidos e cascas, com elevada precisão. Pelo que surge aqui a necessidade de adaptar esta metodologia a peças como a aqui presente.

Partindo deste pressuposto iremos então dedicarmo-nos ao estudo da modelação desta peça de geometria complexa, uma ligação do mini autocarro de turismo Optimo, esta ligação ao chassis, que além de complexa, também apresentou no cálculo estrutural efectuado [1] tensões elevadas. A zona de influência da peça em questão pode ser vista na figura 65.

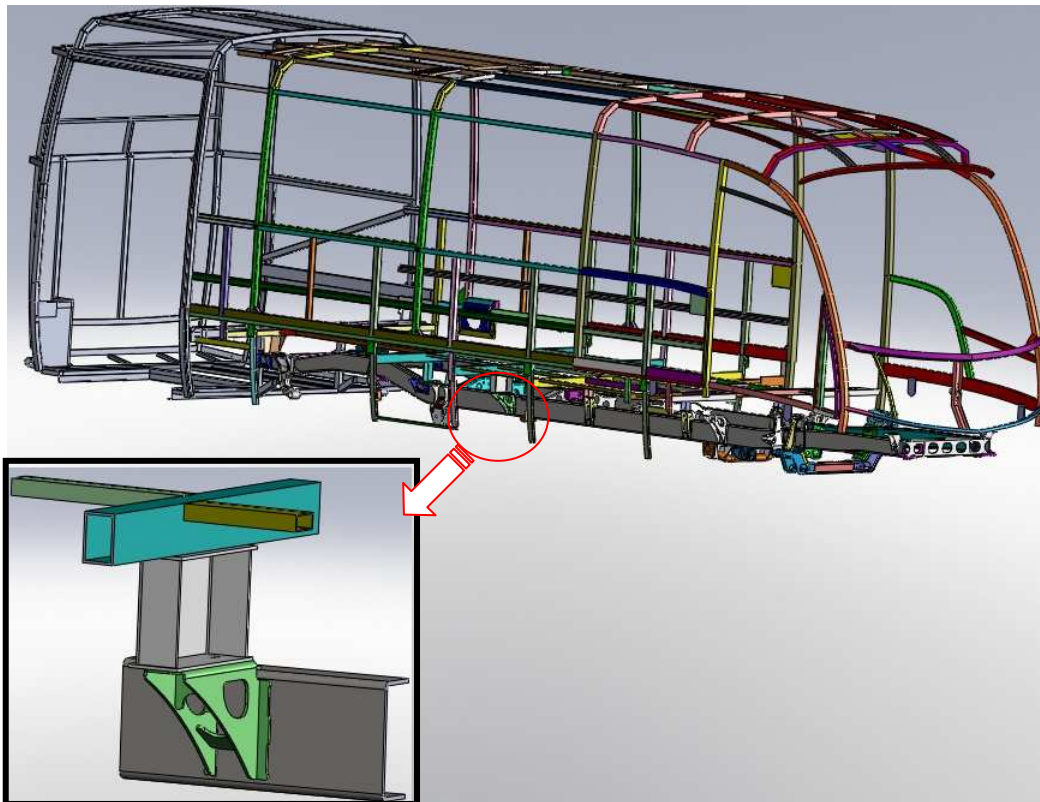


Fig.65 – Localização da peça de ligação ao chassis em estudo

Uma vez mais a metodologia a seguir passará pela modelação da peça nas duas formas que o Ansys permite, com elementos *shell* e *solid*, este estudo é uma vez mais, uma tentativa de verificar as potencialidades da modelação em elementos *shell* em confrontação com elementos *solid* os mais precisos, porém desta feita com peças de maior complexidade.

3.4.1 Modelação da geometria em elementos *solid*

Iremos então agora proceder à modelação em elementos sólidos no Ansys, da respectiva peça. Uma vez mais o procedimento é em tudo idêntico e consiste nas seguintes etapas que passamos a enumerar:

- Definição dos elementos de conexão e retirar as coordenadas dos nós de ligação (ver figura 66);

- Modelar ou retirar a geometria do modelo 3D definido no SolidWorks através das distâncias entre os nós de ligação;
- Importar a geometria no formato IGS para o Ansys;
- Efectuar a malhagem e a conexão entre as malhas *solid* e *beam*.

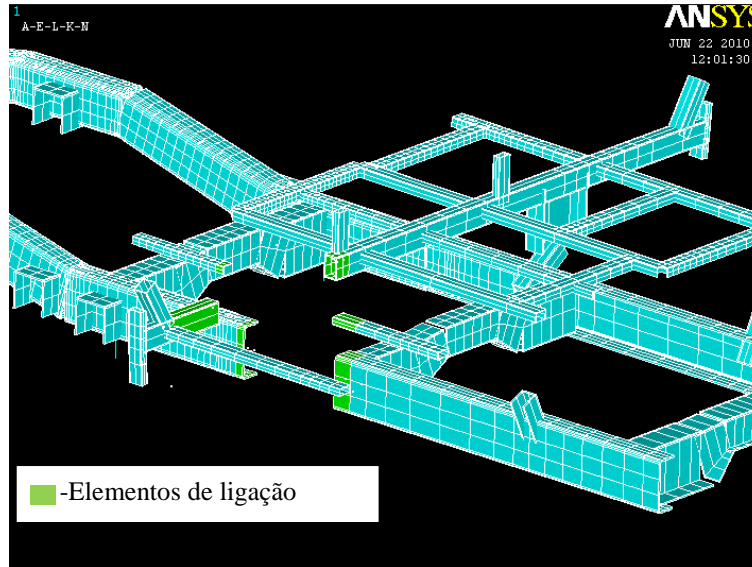


Fig.66 – Elementos e nós de ligação à peça a modelar

Uma vez definidas as dimensões da zona a analisar, podemos obter então o equivalente modelo 3D no SolidWorks, com as mesmas dimensões e localização espacial. E após isso importar o ficheiro IGS com o volume correspondente ao modelo em questão para o Ansys. O volume importado pode ser visto na figura 67.

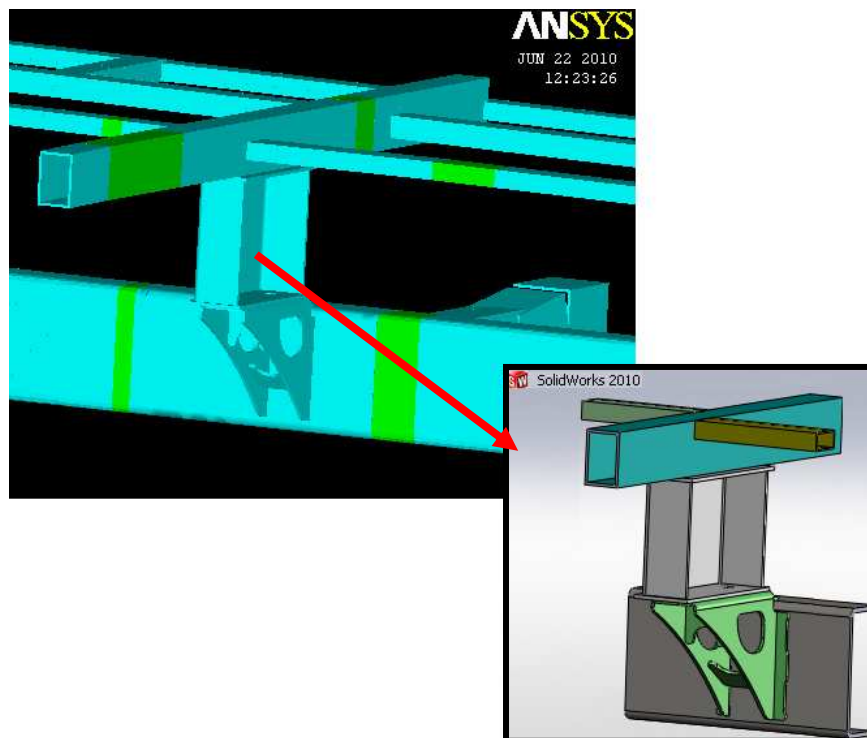


Fig.67 – Volume importado para o Ansys

Uma vez importado o volume respectivo, podemos proceder à malhagem, para este efeito foi considerado o elemento SOLID92 já descrito neste capítulo.

A malha obtida pode ser vista na figura 68. Trata-se de uma malha tetraédrica, com uma refinação grosseira, no entanto foi utilizada a opção “*smart size*” que automaticamente ajusta o tamanho do elemento em locais com geometria mais irregular.

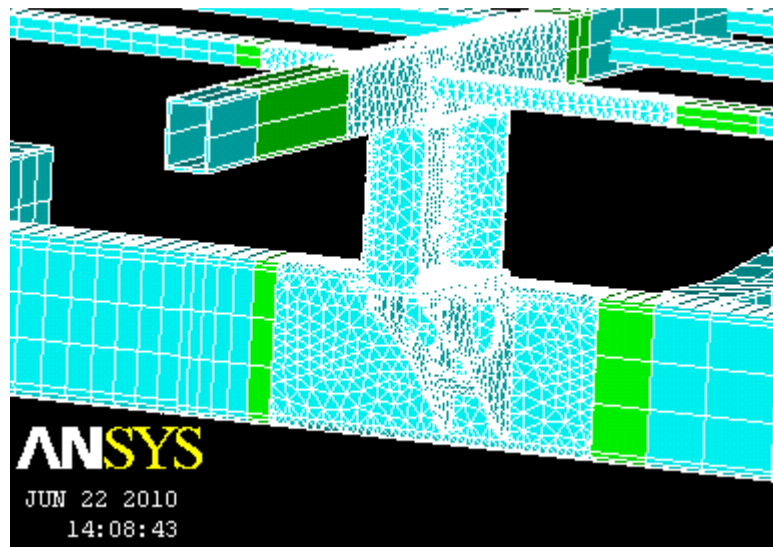


Fig.68 – Malha obtida no Ansys

Uma vez mais após obtida a malha é necessário proceder ao acoplamento entre a malha *solid* e *beam*, para tal uma vez mais recorreremos à criação de uma região rígida, as regiões rígidas e os elementos de ligação podem ser vistos na figura 69.

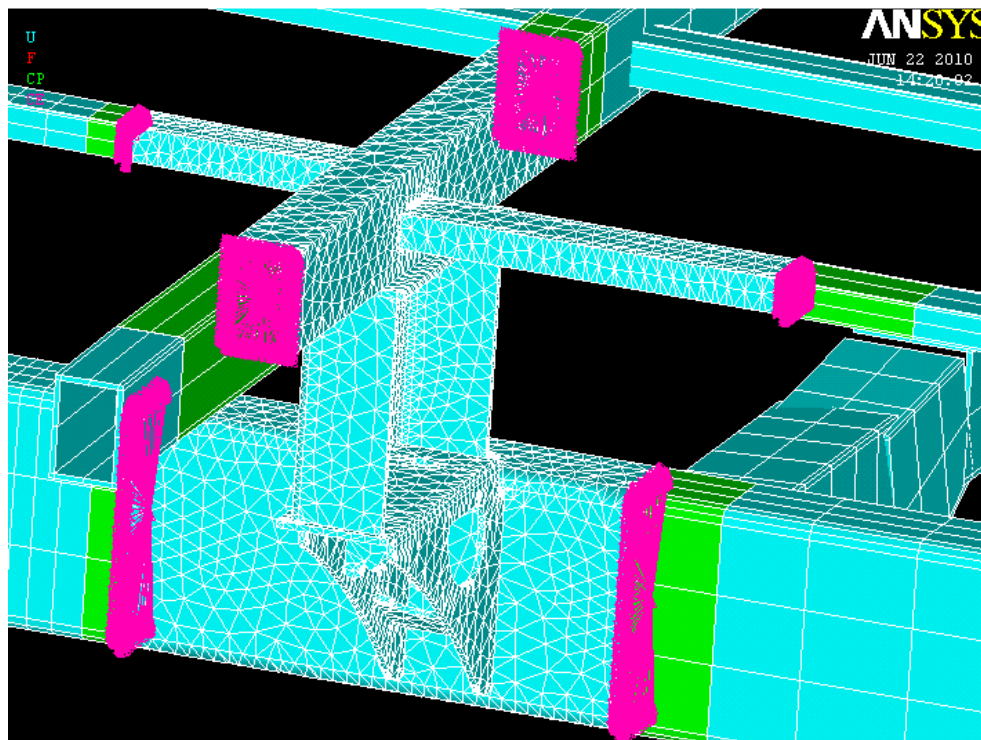


Fig.69 – Zonas rígidas de conexão entre as malhas

Estamos agora em condições de proceder à simulação, os resultados serão mostrados mais à frente.

3.4.2 Modelação da geometria em elementos *shell*

Tendo em conta a precisão de resultados obtida anteriormente com a modelação em cascas da ligação traseira do Optimo, foi então modelada da mesma forma a nova ligação em estudo. Como foi visto, o Ansys possibilita a importação directa de geometrias do SolidWorks, foi então aproveitada a geometria já definida anteriormente, só que desta feita através da opção de filtro do SolidWorks apenas foram importadas as áreas associadas à superfície exterior da geometria 3D. As áreas importadas e as linhas associadas podem ser vistas na figura 70.

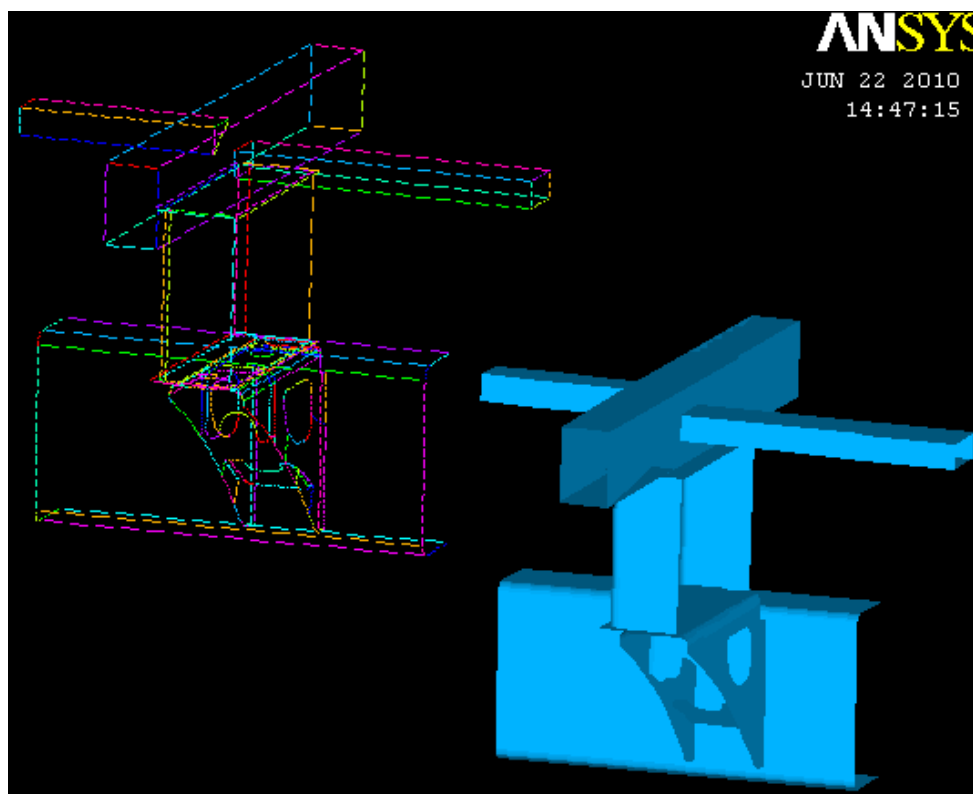


Fig.70 – Áreas correspondentes ao contorno exterior da peça 3D

No entanto ao contrário da ligação anterior, esta é uma geometria mais complexa pelo que será necessário ter em conta alguns detalhes:

1. A malha de elementos finitos apenas fica ligada entre as diversas áreas se estas tiverem arestas comuns;
2. Faces paralelas não ficam ligadas após malhagem.

De seguida mostra-se uma imagem relativa ao primeiro caso, como se pode ver na figura 71, áreas perpendiculares partilham a mesma aresta (linha).

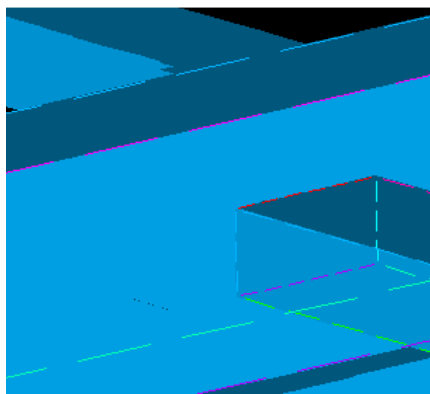


Fig.71 – Linhas de ligação e áreas respectivas

Relativamente ao segundo caso não é possível obter uma malha ligada no caso de as faces serem paralelas, tangentes ou coincidentes, isto por que as áreas correspondentes a essas faces serão também paralelas ou tangentes, isto leva a que estas não possuam arestas coincidentes, primeiro caso aqui referido. Esta situação pode ser vista na figura 72 que se segue.

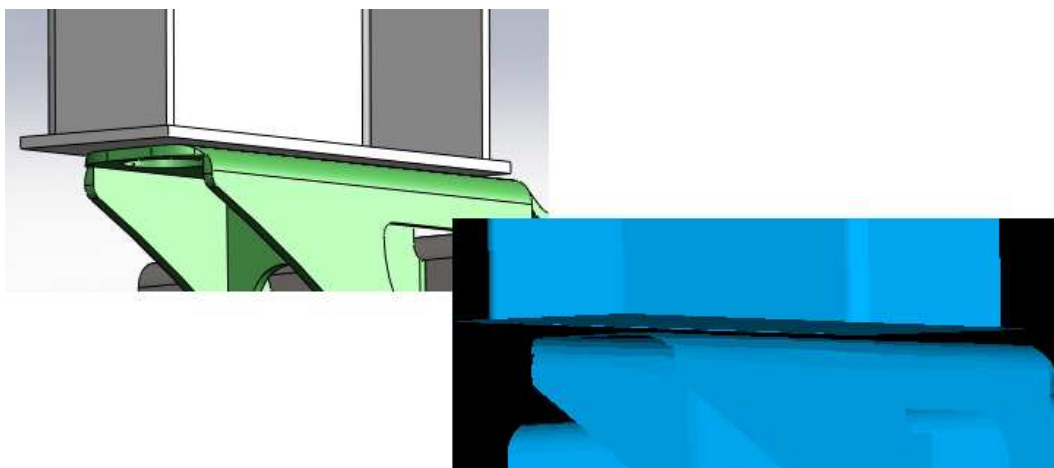


Fig.72 – Peça 3D e respectivas áreas das faces

Ora estas duas áreas após malhagem irão originar duas cascas paralelas que se tocam nas suas faces exteriores, no entanto como os nós que as originam são independentes elas não ficam ligadas (ver figura 73). Ora este facto pode ser contornado através das

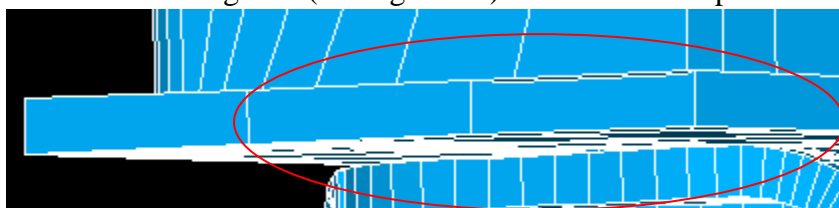


Fig.73- Malhas paralelas não ligadas

opções de acoplamento dos nós que o Ansys possuiu e que iremos mencionar mais à frente.

Tecidas estas considerações, resta-nos agora proceder à malhagem das áreas em questão, a geometria é constituída por “chapas” de espessura diferentes pelo que

necessitamos de introduzir as secções com as respectivas espessuras. Uma vez definidas as secções e o material, podemos proceder à malhagem, para esta o elemento escolhido foi o mesmo utilizado no precedente estudo, SHELL181. Para uma melhor comparação entre os elementos sólidos e as cascas as foram utilizadas dois níveis de refinação, um primeiro mais grosseiro e um segundo mais refinado, de forma a reportar as eventuais concentrações de tensões. As malhas podem ser vistas na figura 74.

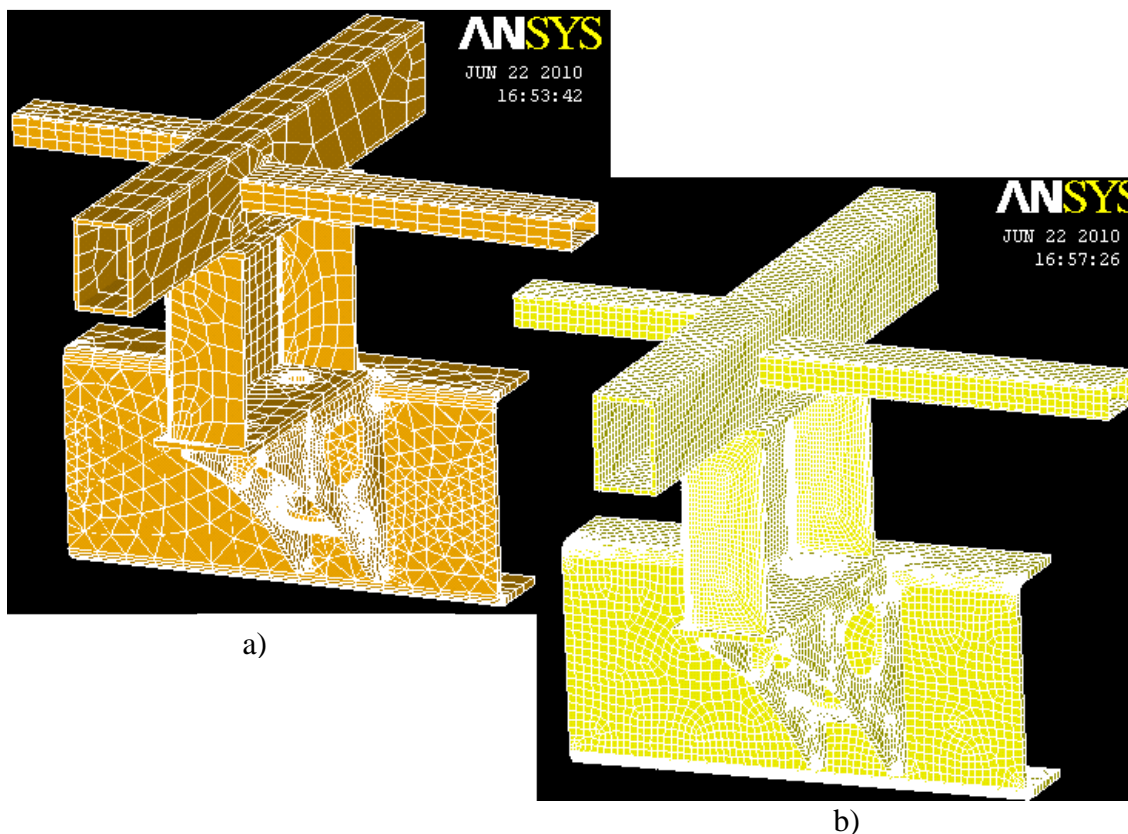


Fig.74 – a) Malha grosseira b) Malha refinada

Ambas as malhas são quadriláteras sendo que no caso da malha a) na face da alma do perfil em U foi utilizada malha triangular, pois como a malha é grosseira o Ansys dava erros de malhagem, note-se que a malha triangular se ajusta melhor no caso de superfícies curvas.

Uma vez feita a malhagem é então necessário proceder ao acoplamento entre a malha *shell* e *beam*, sendo que pelos motivos acima mencionados, é também agora necessário ligar a própria malha *shell* entre si, nas zonas onde a peça tem faces coincidentes (ver figura 75). O Ansys possui uma ferramenta “coupling set”, esta permite fazer o acoplamento entre diversos nós e seus graus de liberdade.

A principal diferença entre esta ferramenta e a já utilizada região rígida, é o facto de esta produzir um acoplamento que cria no fundo uma região “sólida”, isto é, os nós abrangidos pelo “coupling set” ficam ligados entre si pelos seus respectivos graus de liberdade o que forma uma espécie de bloco que se deforma em conjunto. Enquanto no caso da região rígida existe a transmissão de deslocamento de um dado nó para um conjunto de nós que ficam acoplados a este.

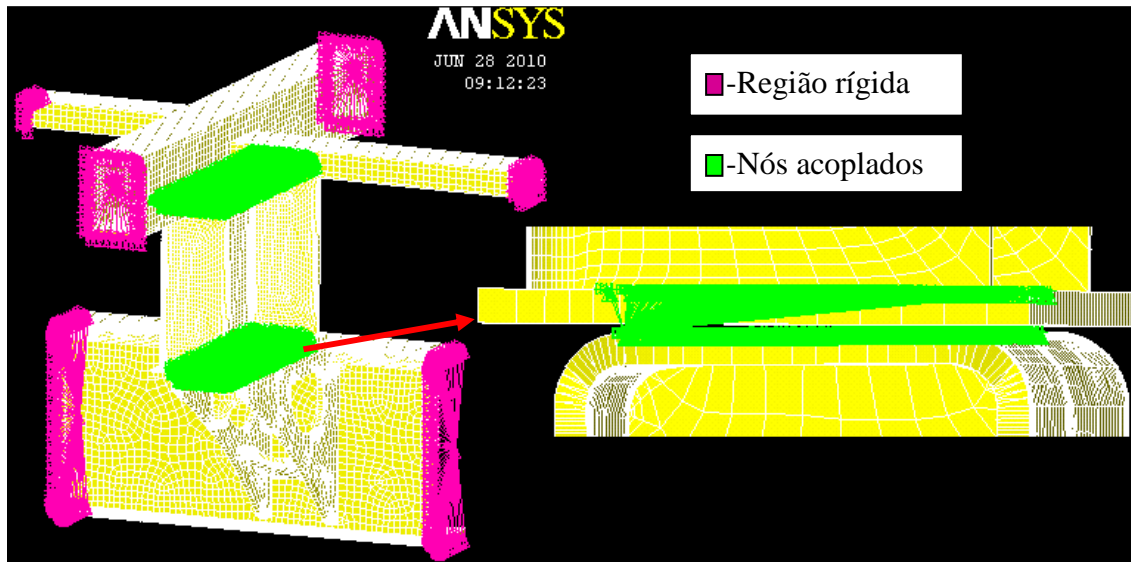


Fig.75 -Acoplamento entre malhas beam/shell e shell/shell

Estando então as diversas malhas ligadas entre si, respectivamente *beam/shell* e *shell/shell*, podemos agora prosseguir e simular o módulo introduzido.

O caso a simular será o 3 apoios frente esquerda (apoiado no eixo traseiro e na roda da frente do lado esquerdo).

4.4.3 Comparação de resultados

Nesta fase iremos então apresentar os resultados do deslocamento e tensões obtidas, para os dois casos em estudo, utilizando malha *shell* e *solid*. A nossa referência será os resultados obtidos pela malhagem sólida sendo que a malha shell será comparada com dois graus de refinação distintos.

- **Comparação dos deslocamentos**

Os resultados do deslocamento obtidos para os diferentes tipos de elementos e malhagem estão apresentados na tabela 18. A comparação é feita para o ponto com maior deslocamento absoluto nas três direcções x, y e z.

Tabela 18 -Deslocamento máximo verificado

Tipo de elemento	1ºRefinamento	2ºRefinamento
------------------	---------------	---------------

	Δ_{\max} (mm)	Nº Elementos	Δ_{\max} (mm)	Nº Elementos
SHELL181	20,876	6208	21,783	20683
SOLID92	26,301	23494	-	-
BEAM188	27,851	30	-	-

A distribuição dos deslocamentos, no caso da malha *solid* pode ser vista na figura 76.

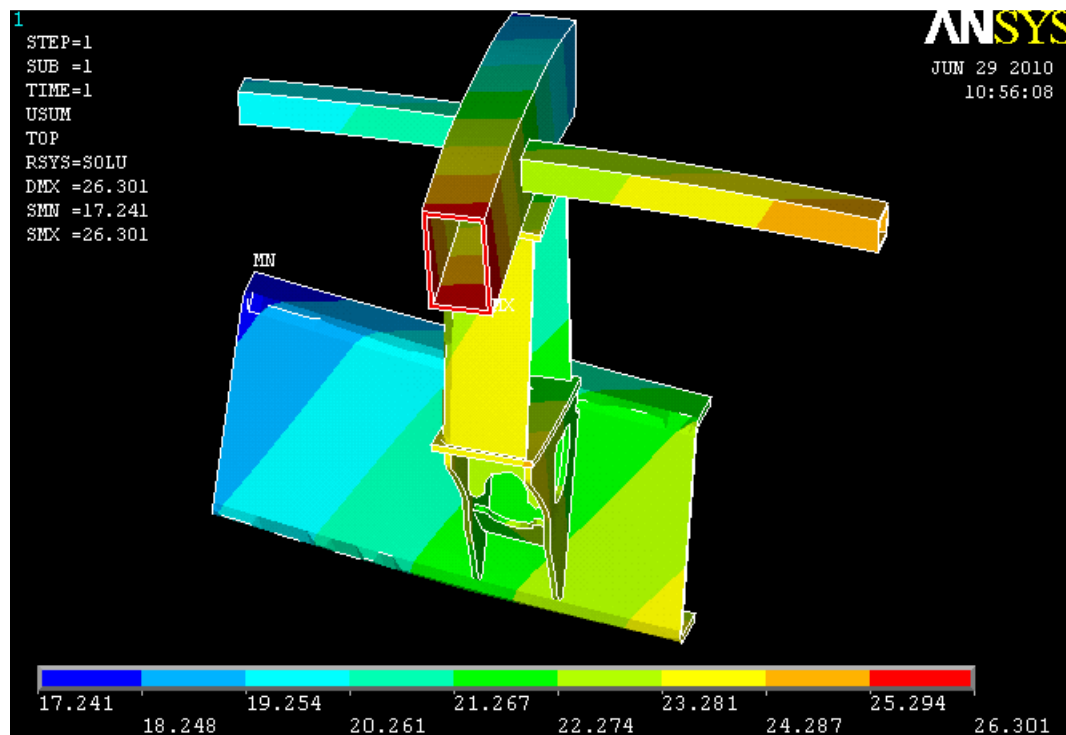


Fig.76 – Distribuição do deslocamento total obtido com a malhagem sólida

Como podemos observar pela tabela 18, Mais uma vez existe uma concordância entre os deslocamentos para os três tipos de malhagem. Uma vez mais a malha de elementos *beam* é a que apresenta a maior diferença, sendo no entanto natural uma vez que como vimos anteriormente representa uma aproximação da ligação real. Ainda no que respeita à malha *beam* um aspecto a reter, é o facto de o deslocamento ser maior que para os dois outros tipos de malha. Isto explica-se devido ao facto de a malha *beam* ser mais flexível devido há não consideração da geometria real da peça, e das zonas de ligação entre os tubos (encastramento). Relativamente à comparação entre os deslocamentos da malhagem *solid* e *shell*, estes apresentam-se bastante coincidentes, restando no entanto referir um aspecto importante, os deslocamentos obtidos pela malhagem *shell* são menores, ao contrário do esperado, pois à partida a malha *shell* seria mais flexível devido ao facto de ser baseada numa teoria de modelação de elementos de pouca resistência estrutural como placas e cascas. Devido a esta diferença encontrada no deslocamento da malhagem *shell* foram feitas duas simulações distintas, uma primeira

com integração reduzida e uma segunda com integração completa, pelo que o valor do deslocamento se manteve.

Uma vez descartada a hipótese de um eventual *shearlocking*, a justificação que nos parece mais contundente é o facto de ter sido feito o acoplamento dos nós como forma de ligar as diferentes partes da peça em análise. Este tipo de acoplamento rigidifica a peça uma vez que todos os nós acoplados funcionam como um único, não permitindo assim a transmissão de deslocamento entre as duas superfícies. Foi então feito o seguinte teste, ao invés de ligar as faces com um único acoplamento, foram feitos vários acoplamentos na superfície e não abrangendo todos os nós, de forma a flexibilizar o contacto entre as duas partes da peça, o novo acoplamento pode ser visto na figura 77.

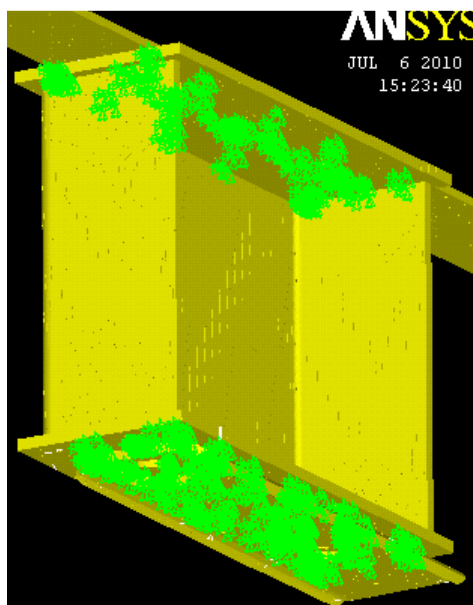


Fig.77- Novo tipo de acoplamento menos rígido

Foi então efectuada uma nova simulação do modelo completo do autocarro e novamente para o caso de 3 apoios FE, os novos resultados obtidos estão presentes na tabela 19.

Tabela 19- Novos resultados obtidos para a malhagem shell para a malha mais refinada

Tipo de elemento	2º Refinamento	
	Δ_{\max} (mm)	Nº Elementos
SHELL181	25,783	20683

Como podemos verificar na tabela 19 a diferença encontrada anteriormente, era de facto devido à rigidificação criada pelo acoplamento exagerado entre as faces de ligação da peça. Sendo que agora se verifica uma maior concordância entre a malhagem *shell* e *solid*.

- **Comparação das tensões de von Mises**

Os valores das tensões máximas obtidas encontram-se na tabela 20, e mostram a evolução do valor máximo de tensão, com o refinamento da malha entre *shell* e *solid*. Note-se que as tensões no caso da malha *shell* são obtidas para o novo acoplamento.

Tabela 20- Tensões máximas de von Mises para os diferentes tipos de malhas

Tipo de elemento	1º Refinamento		2º Refinamento	
	σ_{vm} (MPa)	Nº Elementos	σ_{vm} (MPa)	Nº Elementos
SHELL181	1590	6208	1819	20683
SHELL92	1727	23494	-	-
BEAM188	368,717	30	-	-

A distribuição de tensões obtida para a zona em estudo pode ser vista na figura 78.

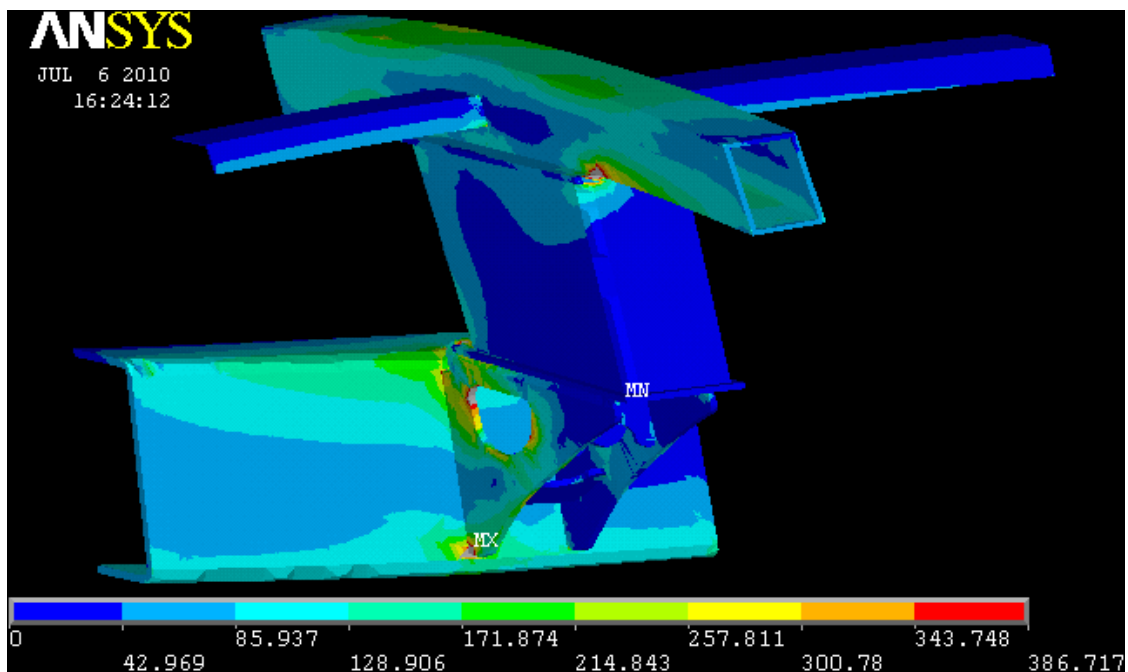


Fig.78 – Distribuição de tensões de von Mises obtida com malhagem sólida

Analisando a tabela 20 é possível verificar a uma concordância entre as tensões obtidas para os dois tipos de malhagem, sendo que no caso da malhagem *shell* mesmo para um grau de refinação baixo, o valor da tensão máximo observado é próximo do obtido pela malhagem sólida que é o nosso valor de referência.

Conclui-se portanto que a malhagem *shell* mesmo fazendo uso de acoplamento entre as faces consegue produzir bons resultados quando comparada com a malhagem sólida. No entanto convém referir que a modelação deste tipo de geometrias mais complexas, é mais trabalhoso que a incorporação directa da geometria e posterior malhagem sólida. Um outro inconveniente da utilização de malhagem *shell* para geometrias complexas é a necessidade por vezes de utilizar o acoplamento dos nós, o que como vimos pode afectar o resultado final.

Porém como foi observado a malhagem *shell* tem a vantagem de necessitar de um menor número de elementos não perdendo precisão a nível das tensões.

4 Modelação de componentes estruturais em sandwich

4.1 Introdução e objectivos

A indústria está em constante evolução e com isso surge a necessidade todos os dias de inovar e otimizar processos de produção de forma a aumentar a competitividade e a qualidade dos produtos. Esta evolução traz consigo a necessidade de conceber e desenvolver novos produtos, desta feita a Caetanobus como empresa presente em diversos mercados não se torna alheia a estes factos.

Como foi possível observar ao longo de todos os capítulos anteriormente descritos, a estrutura de um autocarro é actualmente constituída essencialmente por perfis em aço ligados entre si através de construção soldada.

Actualmente está em fase de desenvolvimento a possibilidade de substituir o processo construtivo do tejadilho, que actualmente é produzido em perfis de aço, por um tejadilho equivalente em materiais compósitos (*sandwich*).

Esta solução construtiva já fora implementada num autocarro urbano produzido para Hong Kong, todavia nunca fora efectuado um cálculo numérico de elementos finitos do modelo completo com o tejadilho em *sandwich*. É então neste contexto que surge este capítulo, que tem como objectivo verificar qual a influência na estrutura global de um autocarro, da substituição de um tejadilho em aço por um tejadilho em *sandwich*.

O presente estudo terá como objectivo apenas, o estudo da melhor forma de modelar este tipo de estruturas compósitos em Elementos Finitos, não é o nosso objectivo o estudo da *sandwich* em si.

Para este estudo o modelo considerado será o modelo CCFL-VOLVO, já objecto de estudo em capítulos anteriores.

4.2 Modelação da *sandwich* em Ansys

Esta parte dedica-se ao estudo da melhor forma de modelar a *sandwich* escolhida para integrar a estrutura do tejadilho, figura 76. A parte fundamental para uma correcta modelação em qualquer código de elementos finitos começa desde logo pela escolha correcta do elemento finito mais adequado, isto torna-se ainda mais preponderante quando se trata da modelação de uma estrutura compósita, esta escolha assenta essencialmente sobre dois parâmetros fundamentais:

- Materiais que constituem o modelo;
- Geometria do modelo.

Relativamente à geometria do modelo esta prende-se essencialmente com dois aspectos essenciais: o número de camadas e a espessura quer do *foam* quer do *faceplate*. No que diz respeito ao material, a parte essencial do comportamento da *sandwich* está relacionado com o *foam*. Este deve ter propriedades mecânicas adequadas uma vez que é o elemento mais frágil do compósito e deve também possuir uma boa propriedade de adesão à chapa de alumínio. A estrutura da *sandwich* pode ser vista na figura 79.

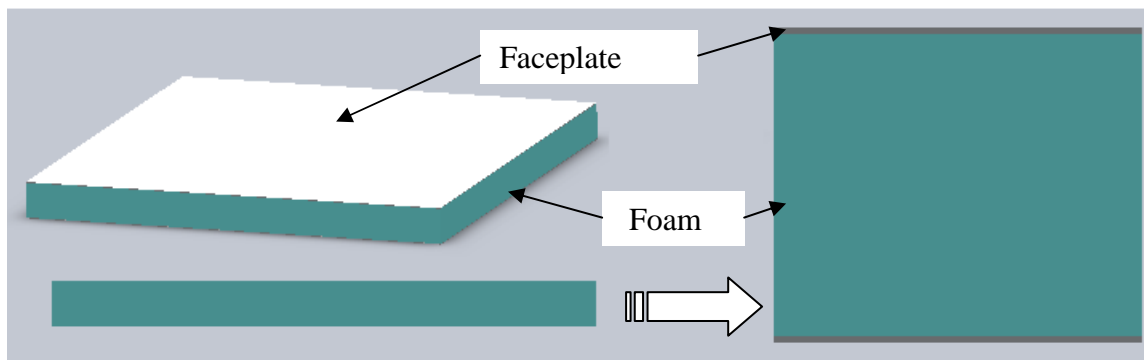


Fig.79- Configuração da *sandwich* a modelar

Posto isto, em seguida será feita uma descrição das propriedades dos materiais que constituem a *sandwich*, assim como as espessuras das diferentes camadas.

Faceplate - Chapa de alumínio com 0.8 mm de espessura.

Material nº1: Aluminium Alloy (ver tabela 21)

Designação: EN-AW 5754/H46

Tabela 21 - Propriedades do Alumínio fornecidas pelo fabricante [9]

Propriedade	Valor	Unidade
E	70000	MPa
ν	0,33	-
G	26000	MPa
Densidade	2690	kg/m3
Tensão de ruptura	305	MPa
Tensão limite elástico	204	MPa

Principais características do Faceplate:

- Superfície lisa com boa capacidade de aderência;
- Material temperado, alumínio de grande resistência.

Foam - Placa de Poliestireno extrudido com 40mm de espessura.

Material nº2: Poliestireno de alta densidade (ver tabela 22)

Designação: STYROFOAM HD300

Tabela 22 – Propriedades do material do *foam* fornecidas pelo fabricante [5]

Propriedade	Valor	Unidade
E	25	MPa
ν	0,12	-
G	14	MPa
Densidade	45	kg/m ³
Tensão de ruptura ¹⁾	1	MPa
Tensão limite elástico ²⁾	0,7	MPa

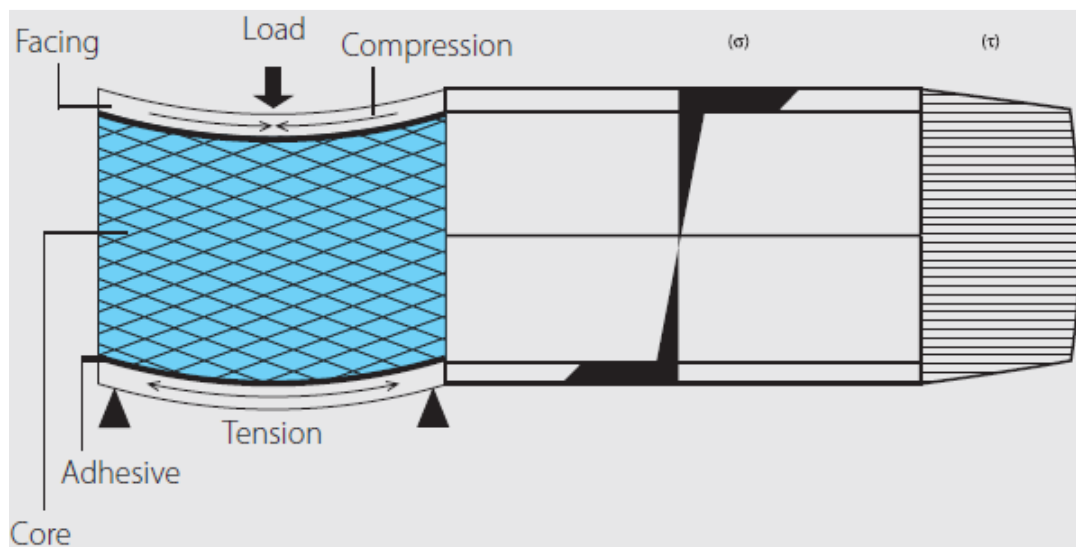
1) Valor medido na direcção da espessura

2) Valor medido para 10% de deformação na direcção da espessura

Principais características do *foam*:

- Elevada resistência à compressão de forma a evitar o colapso por encurvadura (Buckling) do *facing* (*faceplate*);
- Boa resistência ao corte;
- Tem uma superfície polida (lisa), o que providência uma boa base para laminados.

O material do *foam* tem de ter a capacidade de absorver as forças de corte que ocorrem durante o carregamento e flexão do painel. O diagrama dos esforços a que a *sandwich* está sujeita pode ser visto na figura seguinte (ver figura 80).

Fig.80-Tensões suportadas pelo *foam* e *faceplate*, imagem disponibilizada pelo fabricante [5]

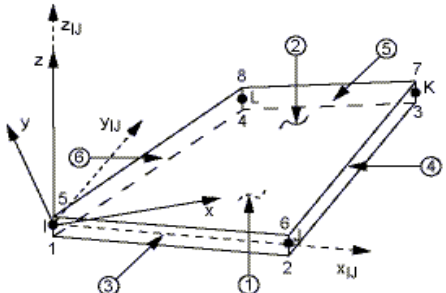
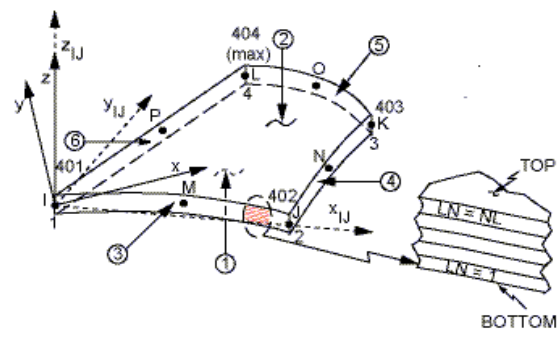
4.2.1 Estudo do elemento

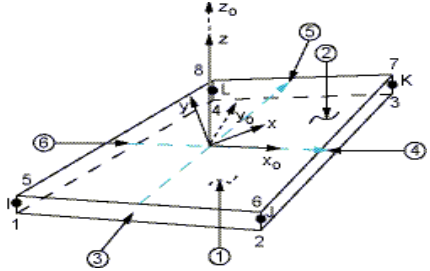
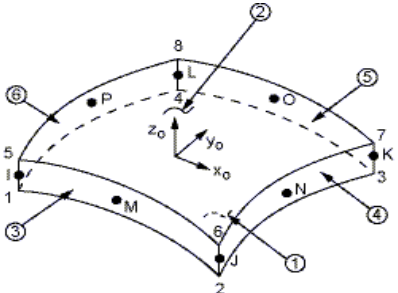
4.2.1.1 Elementos disponíveis

Como vimos o painel é constituído por duas chapas (*faceplates*) finas, e por um *foam* espesso mas relativamente menos resistente. Uma vez examinada a configuração do laminado surge então agora a necessidade da escolha do elemento mais apropriado para modelar em Ansys a *sandwich* em estudo.

Foi então feito um estudo no manual do Ansys sobre os elementos adequados à modelação de materiais compósitos, e foram então encontrados quatro elementos aconselháveis especialmente para a modelação de *sandwiches* os quais estão descritos no quadro II:

Quadro II- Resumo dos principais elementos que possibilitam a modelação de compósitos [6]

Tipo de Elemento	Descrição
<p>SHELL63- 4 Node Elastic Shell</p> 	<p>É um elemento com seis graus de liberdade em cada nó: 3 translações e 3 rotações segundo x, y e z. É um elemento de uma só camada, não permite fazer o <i>layup</i>, porém permite modelar <i>sandwichs</i> através do uso de <i>real constants</i>. Através das quais é possível alterar o momento de inércia à flexão e introduzir a distância desde o plano médio da <i>sandwich</i> até fibra mais afastada, de forma a ter em conta a espessura do <i>foam</i> com baixa resistência.</p>
<p>SHELL91- 8 Node Nonlinear Layered Shell</p> 	<p>É um elemento com seis graus de liberdade em cada nó: 3 translações e 3 rotações segundo x, y e z. Contém uma <i>keyoption(1)</i>, que permite uma modelação específica para <i>sandwich</i>. Esta opção assume que o <i>foam</i> suporta todo o esforço de corte transversal, enquanto o <i>faceplate</i> suporta não suporta qualquer esforço de corte suportando todo (ou quase todo) esforço de flexão. Este elemento pode então ser usado para shell multi-camada ou <i>sandwiches</i> espessos, cujo <i>core</i> assumo alguma resistência.</p>

<p>SHELL181- 4 Node Finite Strain Shell</p> 	<p>É um elemento com seis graus de liberdade em cada nó: 3 translações e 3 rotações segundo x, y e z. É adequado para linear, grandes rotações, e ou aplicações com grandes deformações não lineares. Permite a utilização de integração reduzida ou completa. É adequada para modelar laminados ou sandwiches, é governada pela teoria de primeira ordem. Permite introduzir a matriz de rigidez ao corte o que é eficaz para analisar <i>sandwiches</i>.</p>
<p>SHELL281- 8 Node Finite Strain Shell</p> 	<p>É em tudo semelhante ao elemento SHELL181, única diferença é o facto de este elemento possuir 8 nós o que pode ser favorável nos casos em que as deformações sejam mais elevadas ou as superfícies da SHELL sejam mais curvas.</p>

Como foi possível observar ambos os 4 elementos acima são adequados para modelar sandwiches, no entanto uns certamente produzem resultados mais precisos que outros. Como já fora referido não só o elemento conta para uma modelação precisa, o material também tem a sua cota parte na precisão do resultado. Tendo em conta as propriedades da *sandwich*, foi possível observar que o *foam* em questão proporciona resistência ao corte considerável, ora este facto leva de imediato à exclusão do elemento SHELL63, isto porque como foi possível verificar este aplica-se somente a casos em que o *foam* é fraco sem capacidade portanto de absorver qualquer esforço de corte, para além de necessitar de cálculo de coeficientes de correcção de inércia. Comparando os restantes três elementos estes parecem ser capazes de modelar a *sandwich*, e possibilitam ambos a modelação de laminados. Existe no entanto uma diferença entre eles que reside no modo como é tratado o esforço de corte entre as diversas camadas. Neste aspecto os elementos SHELL281 e SHELL181 são mais apropriados para materiais mais ou menos homogéneos, isto é em que as propriedades dos materiais constituintes do laminado não sejam muito diferentes, com um rácio do módulo de *Young* entre camadas não muito elevado. Neste aspecto o elemento SHELL91 é claramente mais apropriado pois permite o estudo de materiais com um rácio entre 100 até 1000 vezes. Considera portanto a existência de um *foam* relativamente fraco comparado com o *faceplate*, e que sofre uma elevada deformação por conseguinte.

Feito este estudo parece contundente que o elemento SHELL91 é o mais indicado para modelação de *sandwiches* espessas, contudo de forma a obter uma escolha mais rigorosa, decidiu efectuar-se um conjunto de simulações de forma a atestar as diferenças no resultado final entre os três elementos.

4.2.1.2 Comparação de elementos

Optou-se então por realizar a seguinte análise, modelar em Ansys uma placa com dimensões 500X500 encastrada numa das extremidades e carregada na extremidade livre com uma força vertical de 7100 N (ver figura 81).

De forma a verificar qual a influência do *foam* no comportamento da *sandwich*, foi feito um estudo variando o módulo de rigidez do *foam* desde 25 MPa (valor base) até 25 000 MPa, isto para analisar qual o efeito no resultado final da existência de rácios de módulos de elasticidade ($E_{\text{alumínio}}/E_{\text{foam}}$) elevados e baixos sendo que o módulo de elasticidade do alumínio é mantido constante e igual a 70 GPa.

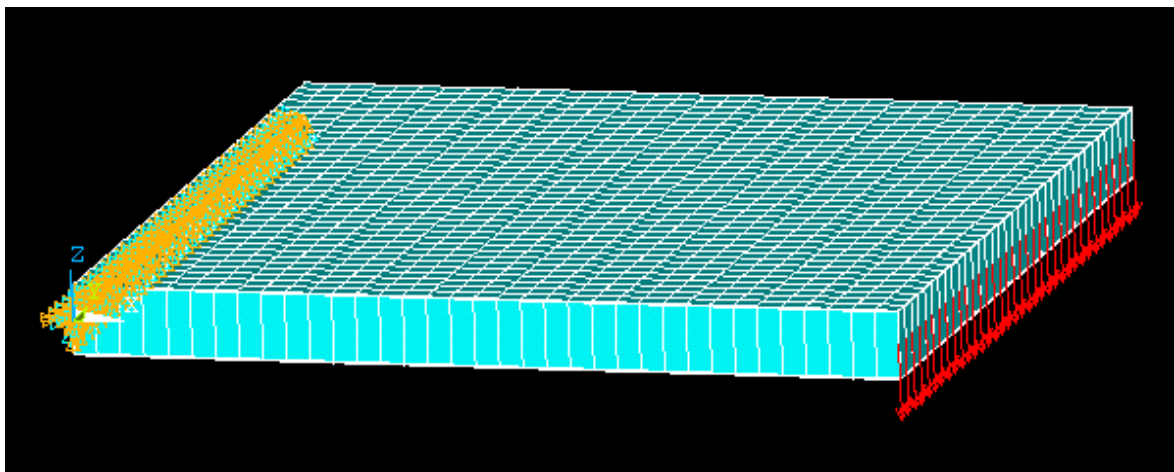


Fig.81-Modelo de Elementos Finitos da placa a simular

Foi então necessário estudar a forma de modelar compósitos no Ansys. O processo é em tudo semelhante ao utilizado para modelar shell com um único material já visto no capítulo anterior. A única diferença reside no modo como as secções são introduzidas. No caso dos elementos SHELL281 e SHELL181, é apenas necessário fazer o *layup* e atribuir essa secção aos elementos da placa, a forma da introdução das camadas pode ser vista na figura 82.

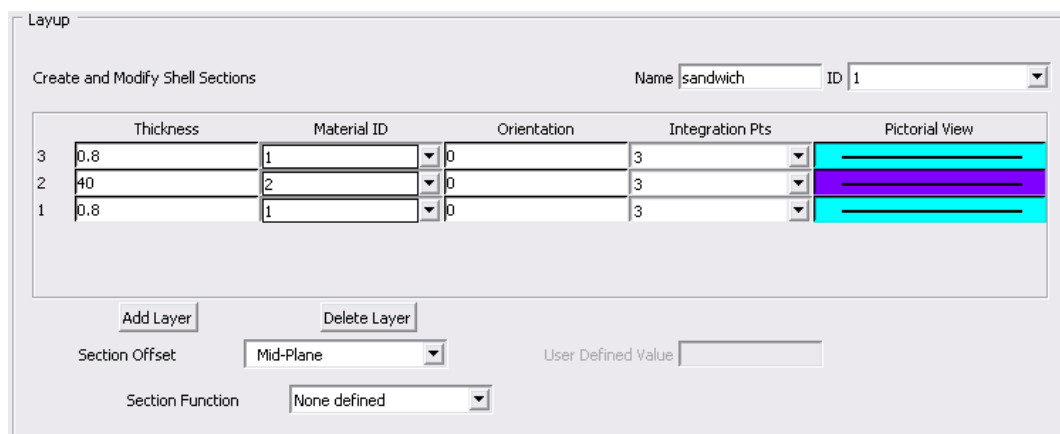
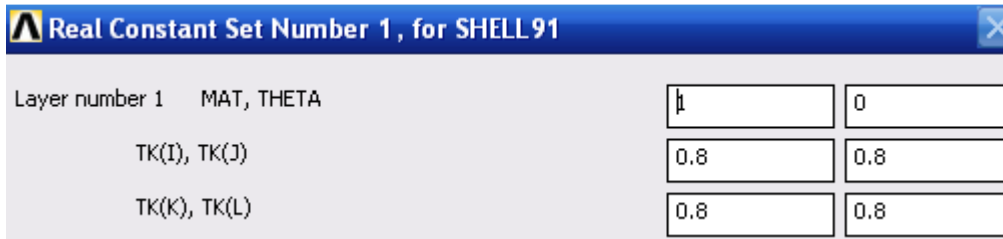


Fig.82 -Definição da secção correspondente à *sandwich* no Ansys

No que toca ao elemento SHELL91 o processo é um pouco diferente, é necessário

recorrer ao uso de *real constants* para a definição da secção da *sandwich* em análise. Como pode ser visto na figura 83.



Layer number 1	MAT, THETA	TK(I), TK(J)	TK(K), TK(L)
		0.8	0.8
		0.8	0.8

Fig.83-Introdução de camadas do elemento SHELL91

Uma vez definidos os materiais e as secções estamos agora em condições de simular e comparar os resultados obtidos. De forma a obter uma referência para validar os resultados obtidos pelo Ansys, optou-se por construir um modelo idêntico no Cosmos. Foi escolhido este software uma vez que demonstrou resultados precisos num teste experimental efectuado por André Ramos [1] a uma *sandwich* com as mesmas características.

De seguida podemos verificar as tensões máximas de von Mises, e o valor da deformada para os casos em estudo.

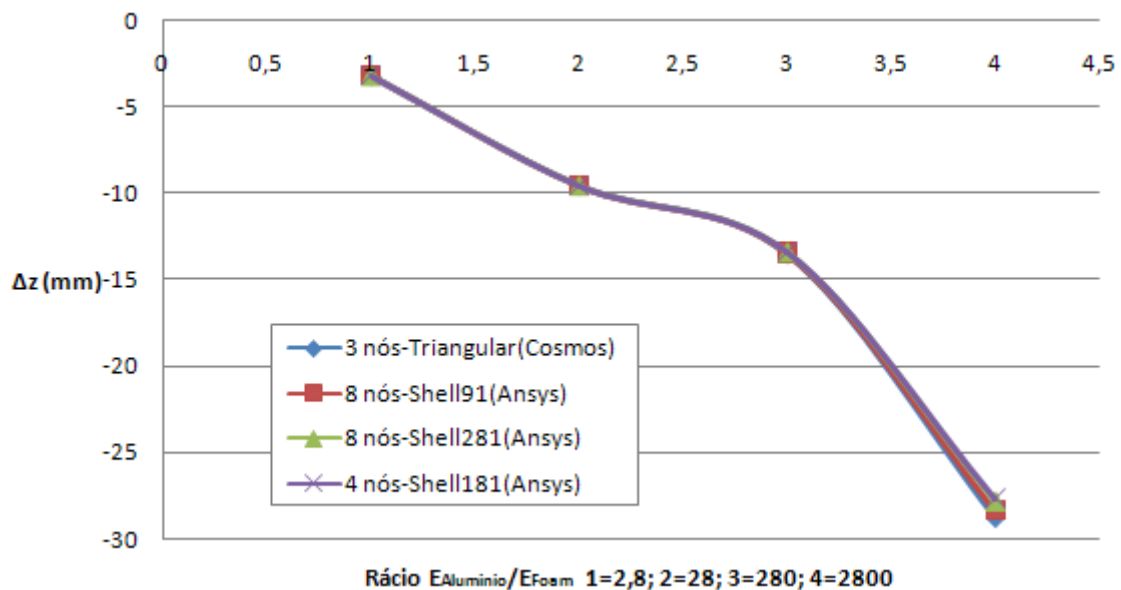


Fig.84- Evolução da deformada com a variação do módulo de elasticidade do *foam*

Como podemos observar pela figura 84, o valor da deformada é muito semelhante entre os três elementos do Ansys sendo que ambos os três são muito próximos do valor do Cosmos. No entanto é visível, que para diferenças muito grandes entre o módulo de elasticidade do *foam* e do alumínio (rácios elevados=2800), o valor da deformada difere um pouco entre os três elementos, isto é visível na figura 84. No entanto é uma diferença desprezável dada a ordem de grandeza do deslocamento nesta zona da curva, e ao facto de as cargas introduzidas na simulação serem da ordem das verificadas na ruptura da *sandwich*. Pelo que podemos considerar que não existe uma diferença significativa em termos de deslocamento utilizando qualquer um dos três elementos em causa.

Vamos então agora comparar os valores das tensões máximas de von Mises correspondentes ao gráfico de deslocamentos visto anteriormente, figura 85.

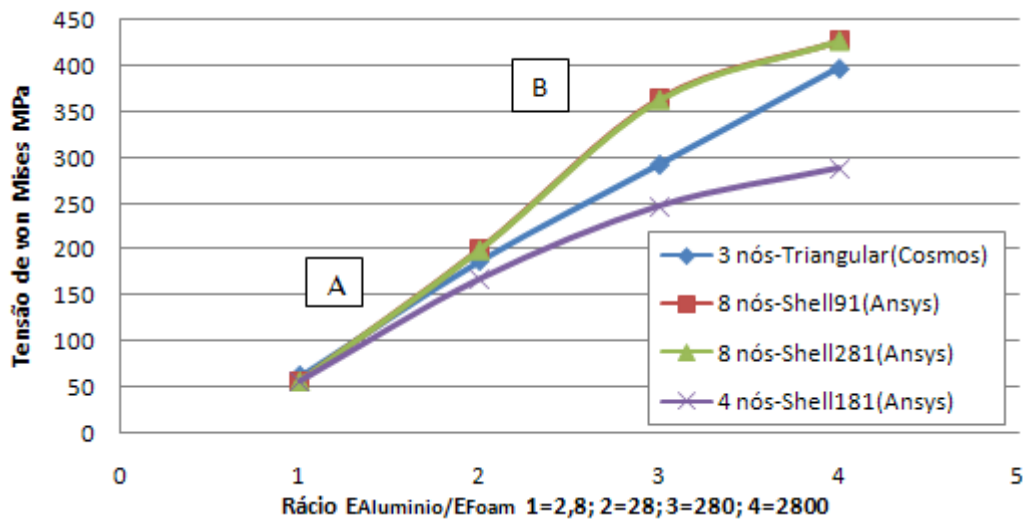


Fig.85-Tensões de von Mises correspondentes a cada rácio do módulo de elasticidade

Como era de esperar os valores das tensões aumentam com o deslocamento. No entanto é visível que a curva apresenta duas zonas distintas: uma primeira parte (zona A) para um rácio baixo ($E_{\text{alumínio}}$ próximo do E_{foam}) onde as tensões são próximas e uma segunda (zona B) na qual, o valor máximo das tensões começa a divergir entres alguns elementos.

Relativamente a esta última zona da curva, esta diferença causa alguma surpresa, uma vez que as tensões são proporcionais as deformações e estas se mostraram idênticas, no entanto existe uma explicação para tal facto. Quando comparamos o valor das tensões com o tipo de malha do elemento em causa verificamos que as tensões mais elevadas surgem nos elementos de 8 nós, isto é, com uma malha mais densa (ver figura 86), e que esses valores máximos não são tensões nominais mas sim relativos a concentração de tensões nos cantos. Isto faz todo o sentido uma vez que sendo a malha mais refinada tende a reportar tensões mais elevadas. Este fenómeno pode ser verificado na figura 87.

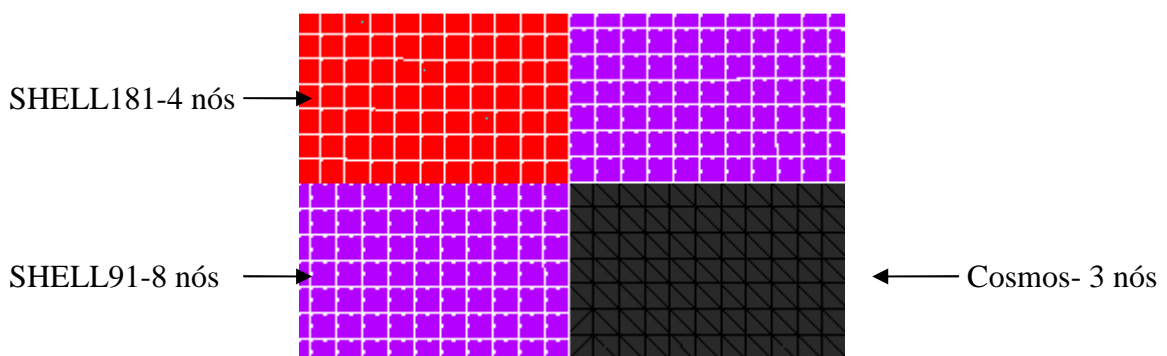


Fig.86- Diferentes tipos de malha

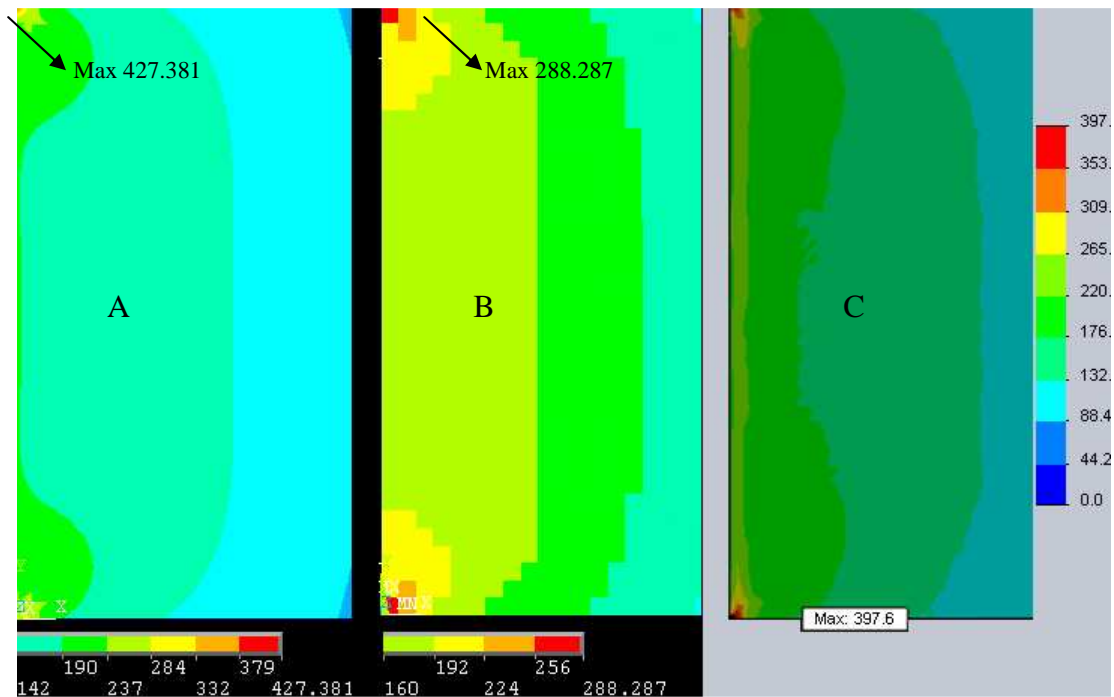


Fig.87-Tensão de von Mises para Efoam=25 MPa a)SHELL91 b)SHELL181 e c)SOLID Cosmos

É então claramente visível na figura anterior que as concentrações de tensões que surgem nos cantos, e que são tanto mais importantes quanto número de nós do elemento correspondente. À parte disso é nos possível constatar também o seguinte, pondo de parte as concentrações, os valores das tensões nominais verificadas na superfície da placa, são próximas, se formos á respectiva escala de cores é possível verificar que as zonas assinaladas na figura 87 respectivamente como A, B e C apresentam o mesmo nível de tensão.

Relativamente à primeira parte do gráfico (zona A) a coincidência dos valores das tensões prende-se essencialmente com dois motivos: uma primeira razão é o facto de a *sandwich* nesta zona ser mais rígida uma vez que o módulo de elasticidade do *foam* é elevado (25 GPa), o que leva a que a *sandwich* tenha baixas deformações, e por sua vez as tensões tendem a ser mais baixas também o que atenua o fenómeno de concentração de tensões referido anteriormente (ver figura 87 acima). A segunda razão prende-se com o facto de que quando o rácio do módulo de elasticidade entre as camadas da *sandwich* tende para a unidade, esta assume o comportamento de uma placa de material homogéneo (ver figura 89 e figura 90 a seguir) e as tensões máximas começam a surgir mais no meio da face em detrimento dos cantos, note-se que a concentração nos cantos surge devido ao facto o *foam* ser pouco resistente o que permite um esmagamento deste na parte central, levando esta zona a ter deformações mais elevadas do que nas extremidades (ver figura 88).



Fig.88-Deformações resultantes de um *foam* pouco resistente comparando com o *faceplate*

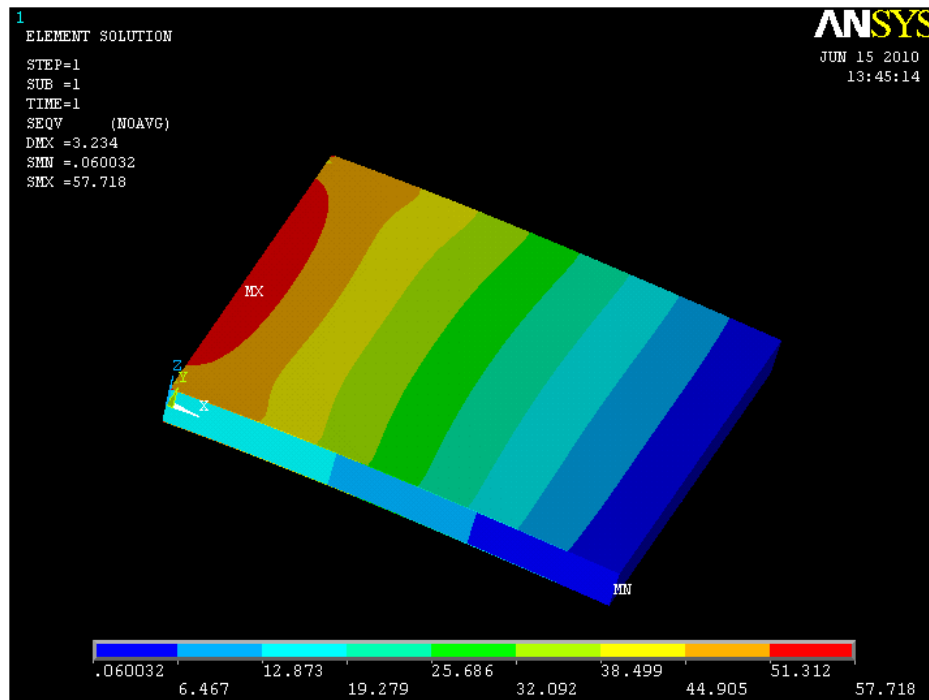


Fig.89- Tensões quando o rácio tende para a um caso típico de uma placa de E homogéneo

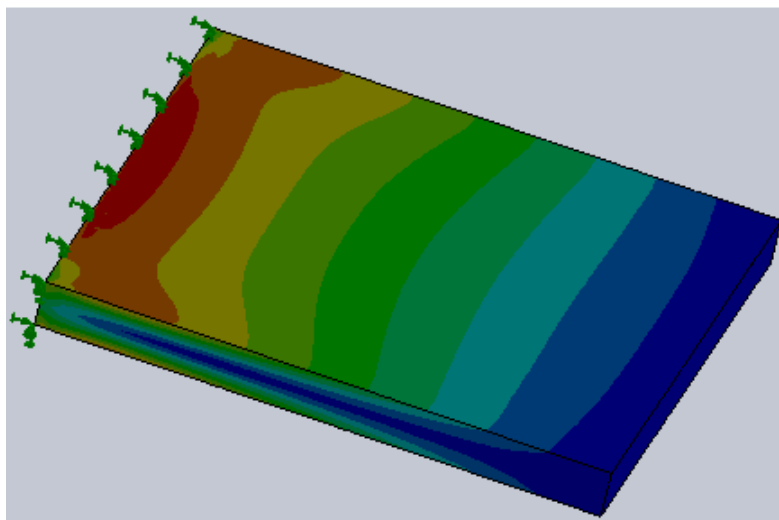
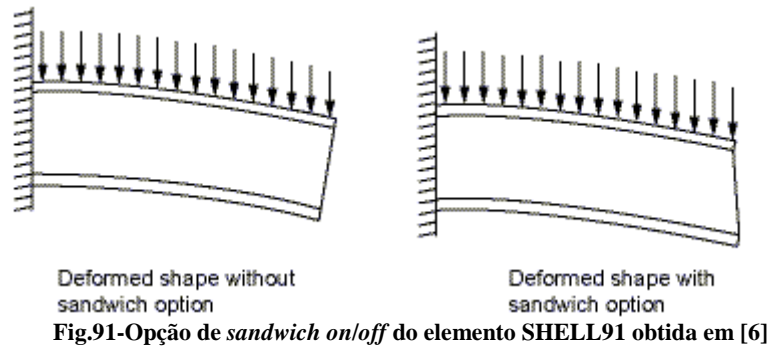


Fig.90- Tensões no caso de uma placa de aço com as mesmas dimensões da *sandwich*

Conclui-se então que não existem diferenças significativas entre os três elementos em estudo, no entanto como se pôde verificar os elementos de 8 nós respectivamente SHELL91 e SHELL281, são mais exactos no que toca à distribuição de tensões, como é natural.

Além destes factos, uma conclusão muito importante a reter é o facto de o elemento SHELL281 apresentar um grau de precisão elevado para uma gama alargada de rácios de módulos de elasticidade, em contraste com o elemento SHELL91 que necessita de utilizar para rácios de baixos a opção de *sandwich* e para rácios entre camadas inferiores a 4, esta necessita de ser colocada *off* (ver figura 91). Tendo todas estas considerações em conta, será então utilizado o elemento SHELL281 para a modelação da *sandwich* em questão sendo também esta recomendada para futuras análises em compósitos.



4.3 Simulação do tejadilho no Ansys

Uma vez definido o elemento a utilizar para modelação da *sandwich*, e a forma de o fazer no Ansys, estamos então agora em condições de proceder com o nosso estudo sobre o tejadilho do autocarro. Desde já começemos por definir o caso de estudo em causa, observando a figura 92.

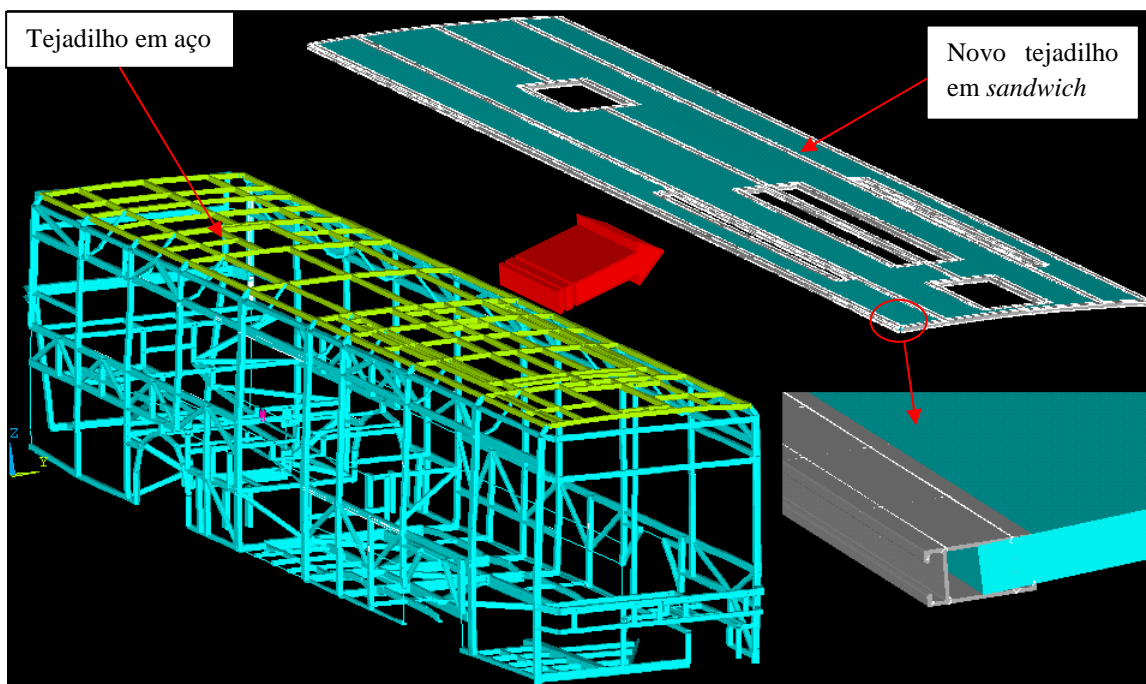


Fig.92- Tejadilho em análise

O tejadilho em aço será então substituído por um novo constituído por um painel em *sandwich* e por um conjunto de perfis de alumínio extrudido, que têm a função de fazer a conexão entre o painel de *sandwich* e a restante estrutura do autocarro, sejam: painéis laterais e painéis frontal e traseiro. Além destes perfis de ligação existem também outros perfis na longitudinal que têm como função fixar condutas e por exemplo também as pegas de mão comuns nos autocarros urbanos para os passageiros de pé.

É conhecido que embora possível, a soldadura de alumínio não é um processo tão simples como soldar aço, como tal, a ligação entre os perfis de alumínio e os painéis do

autocarro em aço será efectuada com uma ligação aparafusada, esta solução é também a nível de produção mais simples, e visto que a tentativa deste projecto é a de evitar soldaduras na linha de produção que são demoradas e que por vezes provocam deformações na estrutura devido aos efeitos térmicos da soldadura.

Observando a figura 93, verificamos que a peça de ligação é bastante rígida comparando com os elementos do tejadilho que são em alumínio e em compósito, tendo este facto em conta e também que este estudo tem presente o objectivo apenas de verificar qual a influência na estrutura global mais precisamente, nos painéis laterais, zonas que normalmente apresentam tensões mais elevadas. Optou-se então por considerar uma ligação rígida no modelo de elementos finitos para caracterizar a peça de ligação, esta consideração pode ser vista na figura 93.

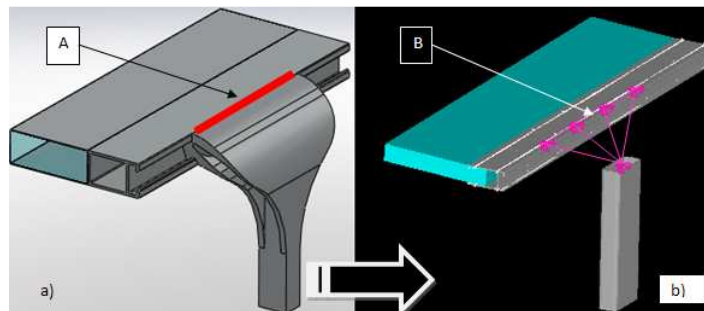


Fig.93 - Ligação a modelar no Ansys a) Ligação real b) Ligação equivalente no Ansys

Como pode ser visto pela figura 93, foi então idealizada uma zona rígida com uma extensão equivalente à peça de ligação idealizada, esta extensão da peça real (zona A) foi colocada de forma a distribuir aos esforços sobre o perfil de alumínio, evitando o aparecimento de concentração de tensões nessa zona.

Uma vez definido o modelo de estudo, estamos então agora em condições de efectuar a simulação. Para este estudo foi considerado o caso de carga três apoios frente esquerda, já mencionado em capítulos anteriores. O modelo de a simular pode ser visto na figura 94.

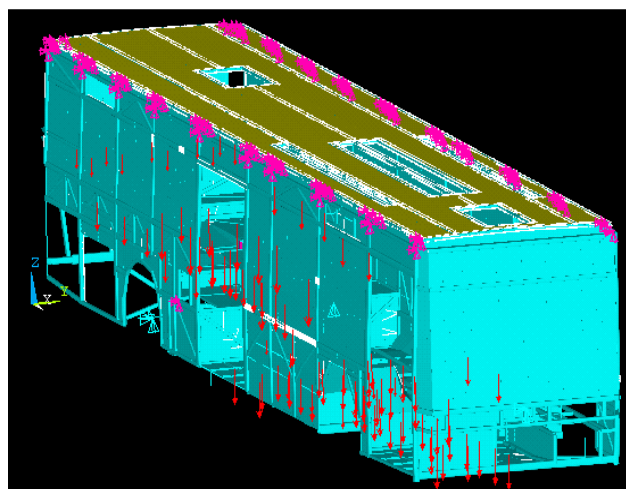


Fig.94- Modelo de Elementos Finitos em análise

4.3.1 Comparação entre as duas soluções construtivas

Uma vez feita a simulação é então necessário proceder a uma análise da influência estrutural do novo tejadilho. Para tal é necessário desde logo estabelecer os padrões a comparar entre os dois tipos de construção. A nossa comparação vai então ser feita tendo em conta os seguintes itens:

- Tensões máximas observadas;
- Deslocamentos;
- Rigidez torsional do autocarro.

No que toca à rigidez este é um parâmetro global do autocarro pelo que não necessita de ser escolhida uma zona específica para a comparação entre os dois tipos de construção.

Já no que toca às tensões e deslocamentos a comparação vai ser efectuada a nível do painel direito, isto porque como foi possível verificar ao longo do presente trabalho as tensões máximas surgem sempre nos pilares, na zona da porta traseira, zona esta, inserida no painel direito. Sendo este também um elemento de ligação ao tejadilho, interessa também aferir a nível do topo dos pilares os deslocamentos, de forma a analisar a evolução do deslocamento ao longo do painel.

No que toca ao valor das tensões máximas, verificou-se desde logo uma melhoria estrutural no autocarro, pois uma vez mais rígido, os painéis laterais deformam-se menos, logo tendem a baixar as tensões máximas verificadas. Os resultados podem ser vistos nas figuras 95 e 96.

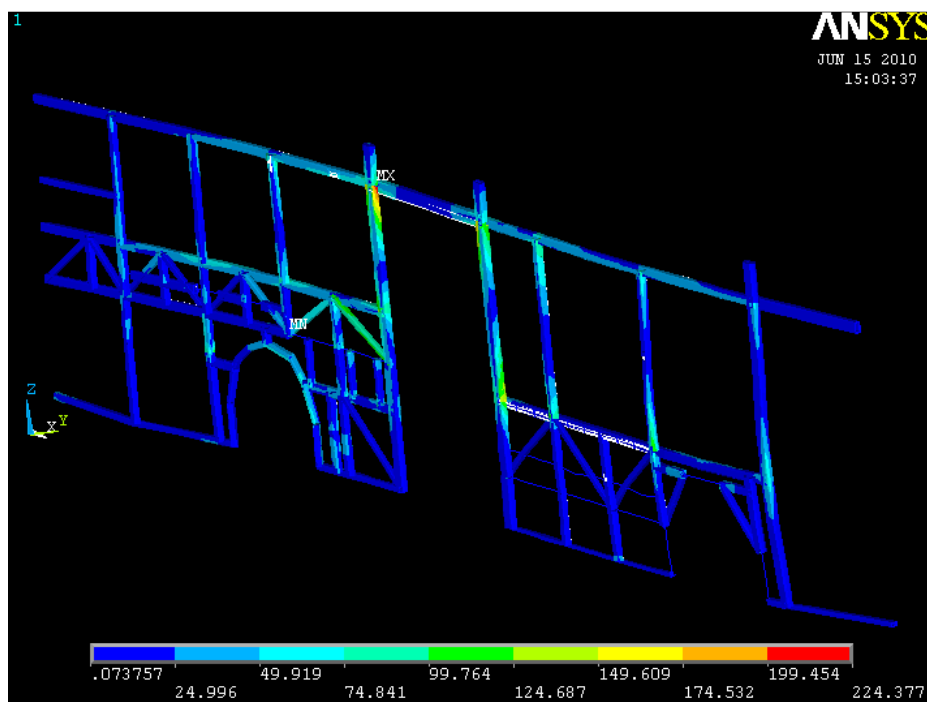


Fig.95-Tensões máximas na zona do pilar com tejadilho em aço

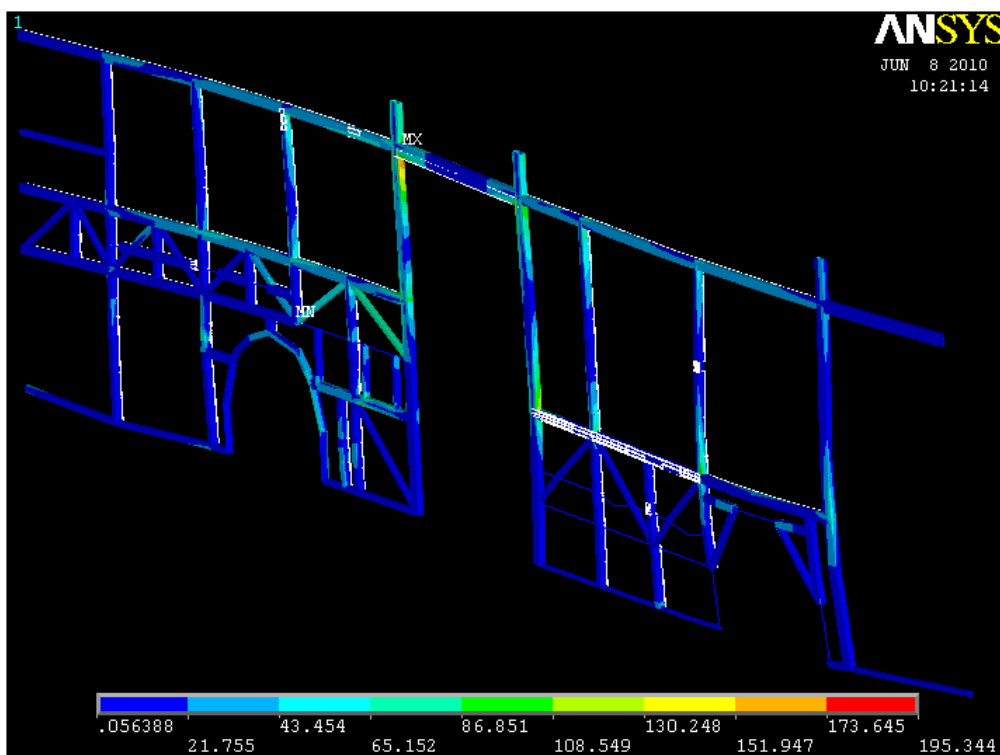


Fig.96- Tensões máximas na zona do pilar com tejadilho em *sandwich*

A melhor forma de verificar este pressuposto é comparar então os deslocamentos nos pontos de ligação do pilar ao tejadilho ao longo do painel. Os pontos escolhidos podem ser vistos na figura 97.

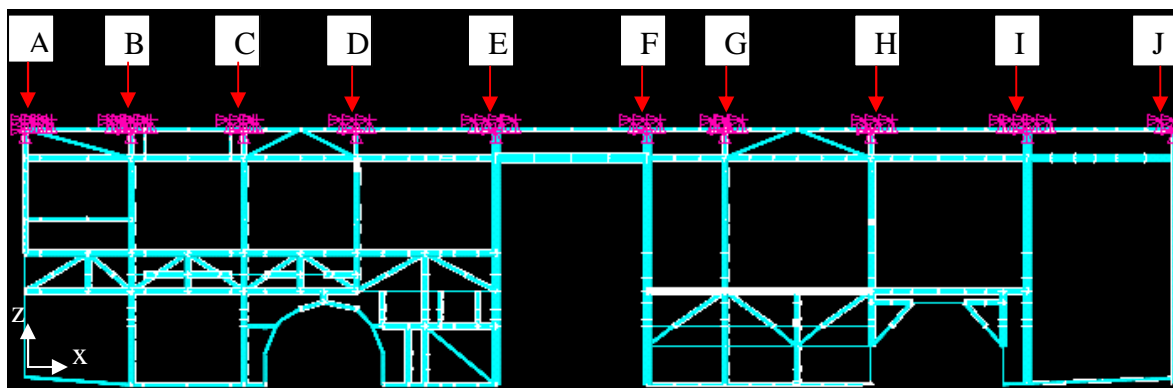


Fig.97- Pontos de ligação ao tejadilho

Uma vez codificados os nós por ordem alfabética na direcção longitudinal do painel, estamos então agora em condições de comparar a evolução dos deslocamentos entre as duas soluções construtivas, os resultados comparativos podem ser observados na figura 98.

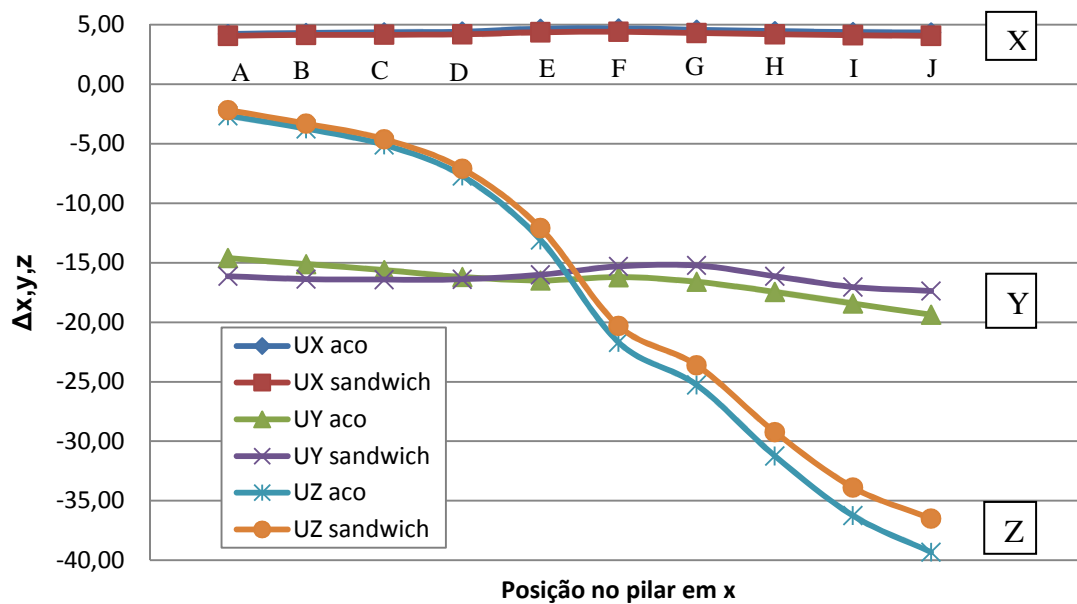


Fig.98- Comparação dos deslocamentos segundo as direcções x, y e z ao longo do painel

O presente gráfico é então constituído por três pares de duas curvas, cada par condicente com o deslocamento segundo as três direcções.

Comecemos por analisar os resultados segundo a direcção x (curvas assinaladas no gráfico acima como X), como podemos verificar o deslocamento segundo esta direcção é praticamente constante e com um valor absoluto relativamente baixo, e não se verificam diferenças significativas entre as duas soluções construtivas do tejadilho. Tal facto é justificável, tendo em conta que a deformação típica do painel segundo x, se assemelham à deformação de um pórtico, no qual o deslocamento dos perfis axiais é praticamente transmitido na totalidade entre os sucessivos nós, um esquema representativo pode ser visto na figura 99.

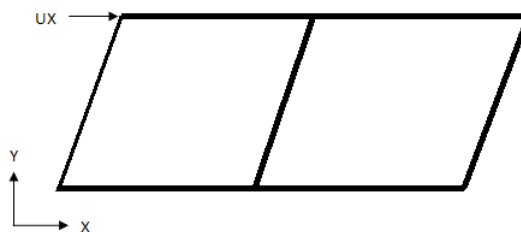


Fig.99- Esquema do deslocamento do painel segundo a direcção x

Analisando então agora os deslocamentos segundo a direcção y (curvas assinaladas no gráfico acima como Y), verificamos uma redução dos deslocamentos nesta direcção (note-se que a curva de deslocamento segundo y, coincide com a vista de cima do painel), é possível notar que os deslocamentos no caso do tejadilho em *sandwich*, são mais homogéneos, isto é, tendem para uma recta horizontal, ao invés da correspondente ao tejadilho em aço que apresenta uma curva com declive ao longo de x. Este facto é explicável pelo facto de no caso do tejadilho em *sandwich*, actuar como um travamento lateral, isto é, uma placa continua ao longo do painel e que assegura uma distância mais

ou menos uniforme, isto idealmente, pois como a *sandwich* e os perfis de alumínio são materiais pouco resistentes, não conseguem garantir este espaçamento 100% uniforme. Uma dada importante porventura a reter, é também o facto de ser notório uma diminuição da amplitude do deslocamento a partir do ponto E, ora atendendo à figura 94, é possível verificar que este corresponde ao pilar onde é verificada a tensão máxima do carro, ora como esta zona é se verificam as maiores deformações, uma vez que entre os pontos E e F, está situada uma área correspondente à porta de saída, sem qualquer pilar ou perfil horizontal, ora isto pode explicar de certa forma a diminuição das tensões verificada nessas zona.

Passando agora aos deslocamentos segundo a direcção z (curvas assinaladas no gráfico acima como z), porventura os mais importantes no que toca aos esforços que se verificam no painel, é visível uma diminuição progressiva do deslocamento vertical na direcção longitudinal (note-se que a curva de deslocamento segundo z, coincide com a vista de frente do painel). É também notório, que a diminuição dos deslocamentos começa a surgir a partir do ponto E, diminuindo de uma forma progressiva até ao ponto mais afastado do painel.

Conclui-se então que a introdução do tejadilho em *sandwich*, introduz melhorias estruturais, facto este devido a uma menor deformação da estrutura, no entanto isto traduz-se num aumento da rigidez do autocarro. De forma a quantificar este incremento de rigidez vamos comparar a rigidez final do autocarro à torção entre os dois processos construtivos.

Para calcular a rigidez torsional é necessário obter a rotação da estrutura do autocarro e para isso novas condições de fronteira têm de ser aplicadas. As restrições aplicadas para o caso de carga de torção podem ser vistas na figura 100. Os deslocamentos nas direcções x,y e z no eixo traseiro e frente esquerda ($u_j = v_j = w_j = 0$ para $j=B, C, D$), na frente esquerda suporte A, foi aplicado um deslocamento vertical de modo a causar a torção do autocarro.

A rigidez torsional (k_T) da estrutura do autocarro pode ser definido como o momento torsor necessário aplicar para que o ângulo de torção relativo entre o eixo dianteiro e traseiro seja 1° . A rigidez torsional é então calculada como:

$$k_T = \frac{M_T}{\Delta\theta} = \frac{F_Z \cdot B}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta z}{B}\right)} \quad (1)$$

Onde k_T é a rigidez torsional, $\Delta\theta$ é o ângulo de torção relativo entre o eixo traseiro e dianteiro, F_Z a reacção na direcção z, B é a distância entre as rodas do mesmo eixo e Δz o deslocamento vertical aplicado no no suporte A (ver figura 100) de modo a que o autocarro é sujeito à torção. O deslocamento vertical Δz foi aplicado e a força F_Z registrada, e finalmente a rigidez torsional é obtida.

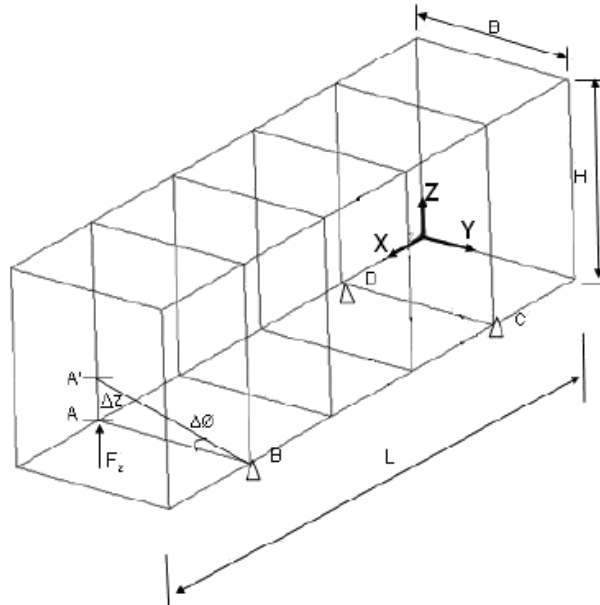


Fig.100- Esquema para determinação da rigidez à torção

Os resultados comparativos respeitantes à rigidez do autocarro, estão apresentados na tabela 23 que se segue.

Tabela 23- Comparação da torção para os dois tipos de construção do tejadilho

Esforço	Rigidez com aço (N.m^2)	Rigidez com <i>sandwich</i> (N.m^2)	Variação
Torção	1,38E05	1,47E05	+1,06%

Analisando os valores da tabela 23, podemos concluir o aumento efectivo da rigidez torsional do autocarro, o que está directamente ligado com a melhoria estrutural já mencionada anteriormente, no entanto este aumento é apenas de 1,06%, isto permite concluir que ambos os modelos são equivalentes, no entanto com o tejadilho em *sandwich* a revelar-se mais vantajoso estruturalmente.

4.3.2 Estudo da variação da espessura da *sandwich*

Ao longo do presente trabalho foi sempre feito o estudo do comportamento da estrutura, pela introdução de uma *sandwich* com um *foam* de 40mm e duas chapas de alumínio de 0,8 mm. Esta espessura da chapa de alumínio e do respectivo *foam*, foram escolhidas pois são consideráveis as mínimas admissíveis para certas solicitações a que o tejadilho do autocarro é sujeito. Como por exemplo:

- Pessoas a caminharem sobre o tejadilho em reparações na produção;
- Impacto de um objecto sobre o tejadilho.

Estes casos embora não sendo solicitações características durante a vida útil do autocarro, têm no entanto de ser precavidas, aquando do projecto de um autocarro, pois trata-se de casos, onde está presente uma força concentrada numa pequena área, que originam tensões elevadas. Este facto estabelece-nos então um limite mínimo, no entanto não sabemos qual a influencia na estrutura da alteração dos parâmetros

anteriormente mencionados.

Foi então feito o um estudo mais simplificado que o anteriormente já realizado, no entanto representativo da evolução da rigidez do autocarro, dado que estamos a analisar o ponto do tejadilho onde o deslocamento segundo z é máximo, variou-se a espessura quer do *foam* quer do *faceplate* desde um valor próximo de 0 até 3 mm, note-se que os valores de espessura inferiores a 0,8mm foram utilizados, apenas para verificar qual a tendência da curva do deslocamento. O nó onde o deslocamento foi medido (nó J), pode ser observado na figura 101.

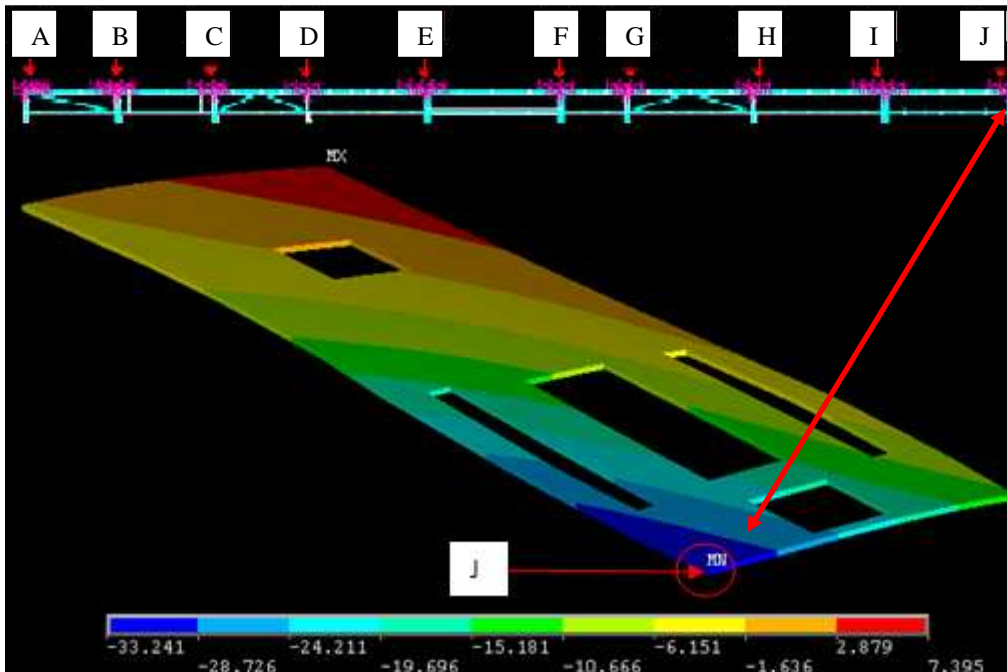


Fig.101- Zona onde o deslocamento foi comparado

Os resultados deste estudo podem ser analisados de forma gráfica, nas figuras seguintes.

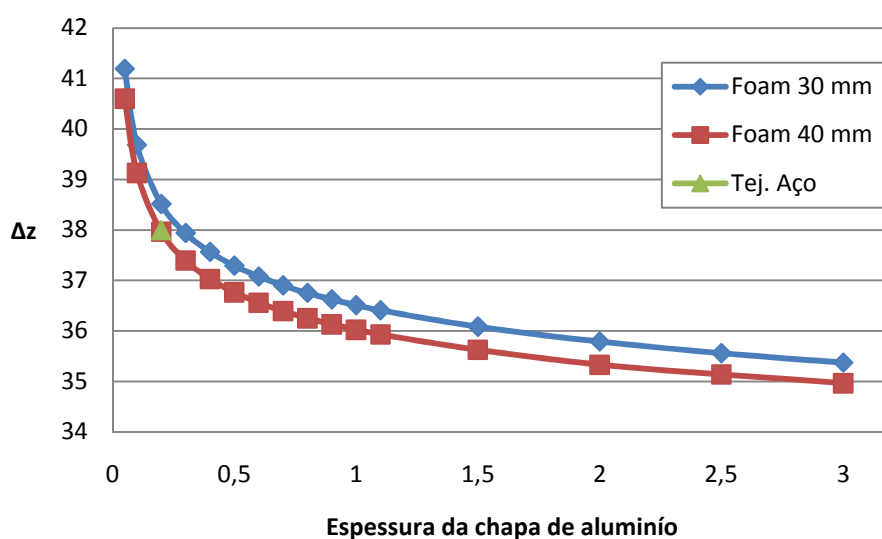


Fig.102- Evolução do deslocamento máximo com a espessura da *sandwich*

O presente gráfico (figura 102), é então constituído por duas curvas, uma para valores

distintos da espessura do *foam* e um ponto assinalado a verde, que corresponde ao deslocamento vertical verificado no mesmo ponto do tejadilho para o tejadilho construído em aço.

Este ponto assinala a transição entre a parte da curva onde a solução com tejadilho em *sandwich* se torna mais flexível ou mais rígido em termos de rigidez torsional. Esse ponto surge então para espessuras de alumínio da ordem dos 0,2mm. No entanto como já foi referido esta parte da curva não tem importância visto ser uma espessura muito baixa.

O aspecto mais importante a reter, é o facto de entre espessuras do *faceplate* entre 0,05 e 1 mm o deslocamento vertical é muito dependente da espessura do alumínio, sendo que a espessura do *foam* se torna pouco importante. A partir de um valor da espessura do alumínio entre 0,8 e 1 mm a espessura do alumínio começa a deixar de influenciar tendendo a curva do deslocamento para uma assíntota horizontal, sendo que nesta fase a espessura do *foam* começa a ser mais importante. Um aspecto também que se verifica, é o da existência de um *offset* entre as duas curvas, facto que é explicável, devido ao tejadilho estar sujeito maioritariamente a esforços axiais, quer sejam de tracção ou compressão, ora como sabemos a rigidez axial é directamente proporcional à área da secção, o que justifica esta diferença constante entre ambas as curvas.

Este estudo de verificar a tendência do deslocamento máximo para diferentes valores de espessuras, quer do *foam* quer do *faceplate*, tem também o objectivo de estabelecer uma relação entre a resistência conseguida e o aumento de peso verificado. De seguida podemos observar a evolução da massa da *sandwich* para os diferentes valores de espessura (ver figura 103).

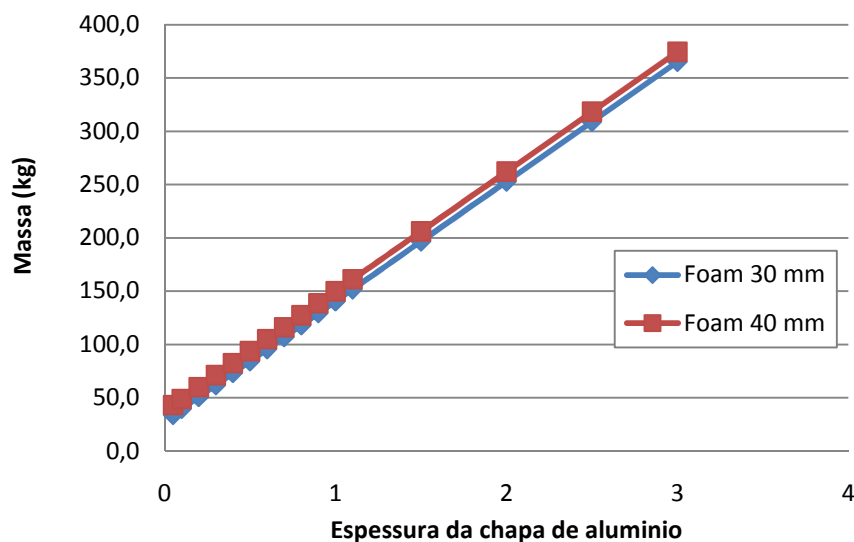


Fig.103- Variação da massa com a espessura da *sandwich*

Analisando o gráfico acima presente, é então visível que o aumento da espessura do *foam* tem pouca influência no peso total da *sandwich*, sendo que por cada 10 mm o incremento de massa é apenas de 9,4 kg. No que toca ao *faceplate* de alumínio este contribui significativamente para o peso total da *sandwich*, sendo que por cada 0,1mm de aumento existe um acréscimo de 11,2 kg no peso total.

Estes dois gráficos apresentados anteriormente, são muito úteis para uma futura escolha de outras configurações da *sandwich*, isto porque é necessário uma solução de compromisso, entre as três variáveis em causa, peso, espessura do *foam* e do *faceplate*. Isto porque no caso da espessura da chapa de alumínio esta tem de ser otimizada, pelos seguintes motivos: primeiro porque trata-se de um material caro, e em segundo porque torna a solução da *sandwich* pesada, até mesmo mais que a actual em aço.

As conclusões a retirar são que o aumento da espessura do alumínio a partir de 0,8 mm contribui pouco para o aumento da resistência, sendo preferível aumentar a espessura do *foam*, que contribui de uma forma mais significativa para o aumento da resistência, sendo também mais leve e mais barato.

5 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro

A utilidade prática do estudo aqui apresentado, leva a concluir que o estágio curricular na CaetanoBus, se revelou benéfico para as partes envolvidas.

Em termos académicos, as actividades realizadas permitiram aprofundar os conhecimentos práticos na aplicação do método dos elementos finitos, assim como aumentar a capacidade de análise do autor.

Foram desenvolvidas um conjunto de ferramentas e métodos de análise que permitem otimizar o processo de cálculo estrutural por elementos finitos, num software ainda pouco experienciado na empresa.

Conclui-se que não é possível validar as tensões obtidas pelo Ansys por comparação com o StressLab, devido ao facto do Ansys calcular as tensões no elemento BEAM188, de uma forma aproximada às obtidas por malhagem sólida.

É possível combinar no mesmo modelo uma malha com elementos do tipo; *shell*, *solid* e *beam*, o que possibilita efectuar análises locais no próprio Ansys de peças complexas. No caso de peças pouco espessas a malhagem em *shell* é representativa da malhagem *solid*, se utilizado um grau de refinamento adequado.

A análise da substituição do tejadilho em aço do modelo CCFL-VOLVO, por um tejadilho em *sandwich*, revelou uma melhoria estrutural a nível das tensões máximas obtidas nos painéis, devido ao facto de o autocarro ter mais rigidez à torção. A modelação de *sandwich* em elementos *shell* do Ansys revelou resultados precisos.

O tempo afectado para o presente estágio não permitiu a abordagem de outros temas, assim como trabalhos futuros sugere-se:

- A validação experimental das tensões do Ansys com recurso a extensometria, visto agora ser possível visualizar a distribuição de tensões na estrutura;
- Elaboração de um algoritmo no Ansys para optimização da estrutura, através da homogeneização das tensões;
- Modelação de ligações aparafusadas no modelo global de elementos finitos.
- Estudo de solicitações dinâmicas a que o autocarro está sujeito, como acelerações podendo estas ser medidas com um acelerómetro.

Referências e Bibliografia

- [1] Ramos, A.: “*Estudo de Metodologias de análise em aplicação prática na optimização e fabricação de carroçarias de autocarros*”, FEUP 2010.
- [2] Ramos, A.: “*Projecto de fim de curso*”, FEUP 2007.
- [3] Morais, A.: “*Optimização do projecto da estrutura de autocarros com software de “Computer Editing Engineering”*”, FEUP 2004.
- [4] Nogueira, A.: “*Contribuição para o projecto de um autocarro*”, FEUP 2009
- [5] Dow, Styrofoam solutions
- [6] ANSYS: “*Release 11.0 Documentation for ANSYS*”.
- [7] www.amag.at
- [8] www.caetanobus.pt

Anexo A: Macro para cálculo de massa e CG

- **Descrição funcional da macro**

Como referido na secção 3.1, o Ansys não tem nenhum comando que permita obter directamente a massa e a posição do CG de um dado conjunto de elementos seleccionados. Esta informação apenas é obtida correndo um cálculo, o que toma algum tempo, pois é necessário colocar restrições e aplicar cargas.

Este processo de obtenção de massa e CG, é frequentemente utilizado, aquando da construção do modelo de Elementos Finitos de raiz, visto ser necessário verificar se os pesos dos diversos componentes (como bancos, motor) estão introduzidos na posição correcta. Para além desta optimização do processo de construção do modelo, esta macro foi particularmente útil para o presente trabalho de passagem de informação do StressLab para o Ansys. Os resultados obtidos e o modo de a executar podem ser vistos na figura 104.

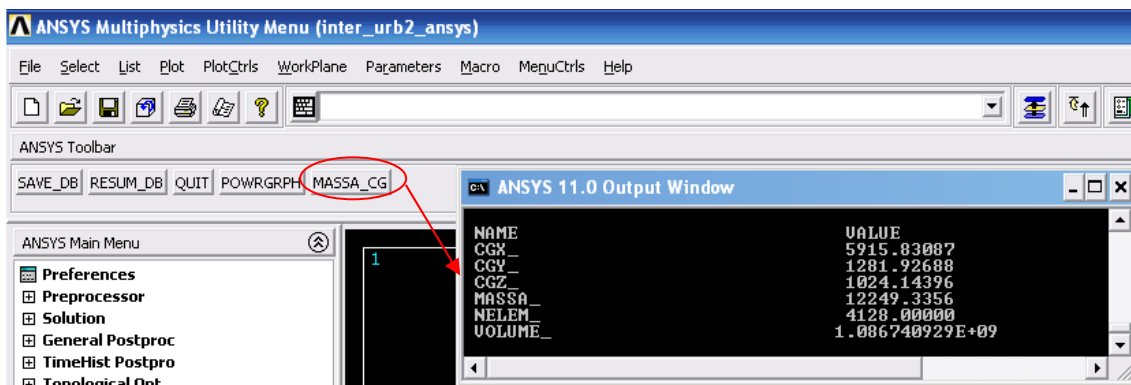


Fig.104-Resultados fornecidos pela macro e botão de execução

Observando a figura 104 é possível verificar que a macro para além de fornecer os resultados da massa e CG, reporta também o volume e o número de elementos seleccionados.

- **Código de programação**

```
/PREP7
*del,all
*GET,Nelem_,ELEM,,COUNT
*dim,aaa,array,Nelem_
*dim,elem,array,Nelem_
*vget,elem(1),elem,,elist
*dim,tipo,array,Nelem_
*dim,are_tic,array,Nelem_
```

```

*dim,edens,array,Nelem_
*DO,II,1,Nelem_
  *GET, TIPO(II),ELEM,elem(II),ATTR,TYPE
  *IF, TIPO(II),EQ,2, THEN
    *get,aaa(II),elem,elem(II),leng
    *get,secid,elem,elem(II),attr,secn
    *get,are_tic(II),shell,secid,prop,tthk
    *get,ematno,elem,elem(II),attr,mat
    *get,edens(II),dens,ematno
  *ENDIF
  *IF, TIPO(II),EQ,1, THEN
    *get,aaa(II),elem,elem(II),leng
    *get,secid,elem,elem(II),attr,secn
    *get,are_tic(II),secp,secid,prop,area
    *get,ematno,elem,elem(II),attr,mat
    *get,edens(II),dens,ematno
  *ENDIF
*enddo
*dim,volumele,array,Nelem_
*VOPER,volumele,aaa,MULT,are_tic, , ,
*vscfun,volume_,sum,volumele
*dim,massel,array,Nelem_
*VOPER,massel,volumele,MULT,edens, , ,
*DO,II,1,Nelem_
  *IF, TIPO(II),EQ,3, THEN
    *GET, REA_CONS,ELEM,elem(II),ATTR,REAL
    *GET, MASSEL(II),RCON,REA_CONS,1
  *ENDIF
*ENDDO
*vscfun,massa_,sum,massel
*dim,centx,array,Nelem_
*dim,centy,array,Nelem_
*dim,centz,array,Nelem_
*Do,II,1,Nelem_

  *IF, TIPO(II),EQ,3, THEN
    *get,NOd,elem,elem(II),NODE,1
    *get,centx(II),NODE,LOC,X
    *get,centy(II),NODE,LOC,Y
    *get,centz(II),NODE,LOC,Z
  *ELSE
    *get,centx(II),elem,elem(II),cent,x
    *get,centy(II),elem,elem(II),cent,y
    *get,centz(II),elem,elem(II),cent,z
  *ENDIF
*enddo
*dim,mel_corx,array,Nelem_
*dim,mel_cory,array,Nelem_

```

```
*dim,mel_corz,array,Nelem_  
*VOPER,mel_corx,centx,MULT,massel, , ,  
*VOPER,mel_cory,centy,MULT,massel, , ,  
*VOPER,mel_corz,centz,MULT,massel, , ,  
*set,mix  
*vscfun,mix,sum,mel_corx  
*set,miy  
*vscfun,miy,sum,mel_cory  
*set,miz  
*vscfun,miz,sum,mel_corz  
cgx_=mix/massa_  
cgy_=miy/massa_  
cgz_=miz/massa_  
*status,PRM_
```


Anexo B: Macro para cálculo das tensões de von Mises

- **Descrição funcional da macro**

Como foi mencionado na secção 3.2.2.2, a empresa utiliza um método de análise de resultados que consiste em obter uma curva características de tensão, que contem a tensão máxima para cada elemento. Esta forma de apresentação dos resultados, possibilita observar o nível de tensão em toda a estrutura do autocarro, possibilitando observar quais os elementos que apresentam tensões excessivas e os elementos que estão sobredimensionados, isto é com um nível de tensões baixo. No entanto veio-se a verificar que não era possível obter directamente este tipo de resultados a partir do Ansys. Pelo que conhecida a possibilidade de programação no Ansys, foi definido como um dos aspectos a abordar no presente estágio a elaboração de uma macro que realizasse este processo de forma automática. Desta foram então criada uma macro cujo código será apresentado em seguida que realiza as seguintes funções:

- Obter e listar num ficheiro de texto os elementos do tipo *beam*, com o valor máximo da tensão de von Mises já ordenados de forma descendente (ver figura 106).
- Leitura automática dos resultados de três casos de carga em simultâneo, apresentando-os no mesmo ficheiro de texto.
- Fazer o próprio “plot” da curva de tensões directamente na janela do Ansys (ver figura 105).

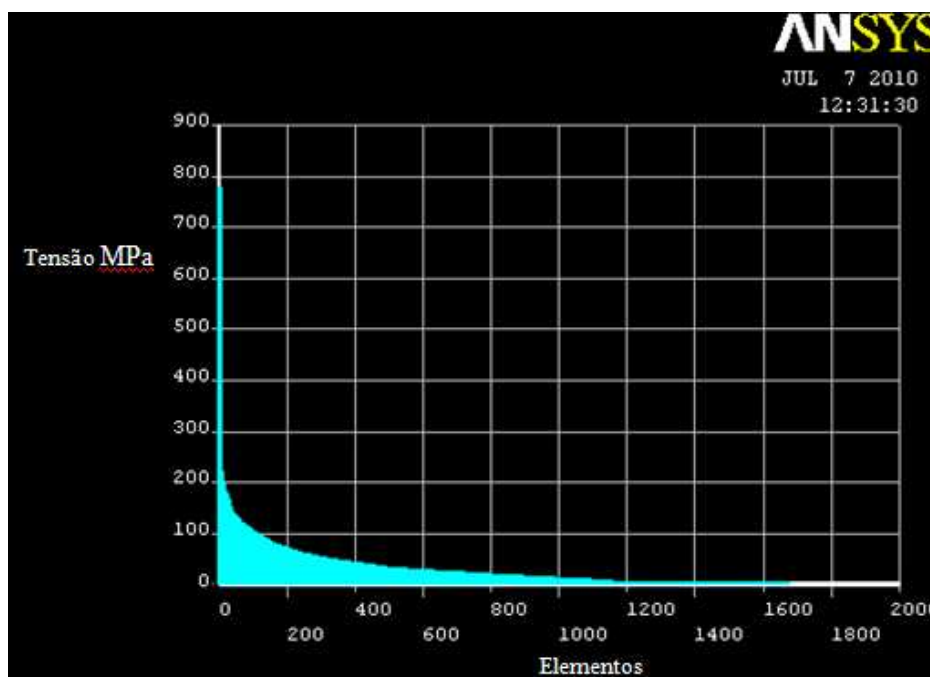


Fig.105-Plot directo no Ansys

tvmisses - Bloco de notas						
Ficheiro Editar Formatar Ver Ajuda						
	4apoios		f.direita		f.esquerda	
elem	tensao vm	elem	tensao vm	elem	tensao vm	
276	306	276	857	280	856	
277	303	277	776	281	770	
280	269	280	303	276	308	
281	265	275	267	279	275	
829	142	278	265	282	272	
2106	141	2115	235	2144	253	
2115	139	1538	222	1538	246	

Fig.106- Ficheiro de output obtido

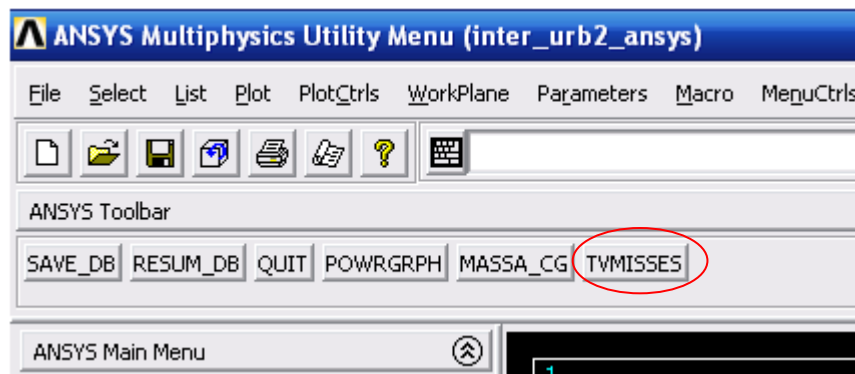


Fig.107- Botão executável para iniciar a macro

- **Código de programação**

```

/POST1
*del,all
ESEL,ALL
ESEL,S,ENAME,,188
*GET,Nelem,ELEM,,COUNT ! obter o numero dos elementos seleccionados
*dim,vec_elem,array,Nelem
*vget,vec_elem(1),elem,,elist
*ask,caso_um,qual o load set numero um ?,
*ask,caso_tres,qual o load set numero tres ?,
caso_dois=caso_tres-caso_um
*do,kk,caso_um,caso_tres
SET,LIST,999
SET,,, ,kk
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
*if,kk,eq,caso_um,then
*dim,vm_um,array,nelem
*DO,II,1,nelem
    *GET,TIPO,ELEM,vec_elem(II),ATTR,TYPE
    *IF,TIPO,EQ,1,THEN

```

```

        ESEL,R,,,vec_elem(II)
        PLNSOL,S,EQV,0,1.0
        *GET,vm_um(II),PLNSOL,,MAX
        ESEL,S,ENAME,,188
    *ENDIF
*ENDDO
*endif
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
*if,kk,eq,caso_dois,then
*dim,vm_dois,array,nelem
*DO,II,1,nelem
    *GET,TIPO,ELEM,vec_elem(II),ATTR,TYPE
    *IF,TIPO,EQ,1,THEN
        ESEL,R,,,vec_elem(II)
        PLNSOL,S,EQV,0,1.0
        *GET,vm_dois(II),PLNSOL,,MAX
        ESEL,S,ENAME,,188
    *ENDIF
*ENDDO
*endif
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
*if,kk,eq,caso_tres,then
*dim,vm_tres,array,nelem
*DO,II,1,nelem
    *GET,TIPO,ELEM,vec_elem(II),ATTR,TYPE
    *IF,TIPO,EQ,1,THEN
        ESEL,R,,,vec_elem(II)
        PLNSOL,S,EQV,0,1.0
        *GET,vm_tres(II),PLNSOL,,MAX
        ESEL,S,ENAME,,188
    *ENDIF
*ENDDO
*endif
*enddo
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!ordenar pela tensao!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!load step um!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!ordenar os vectores por ordem decrescente!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
*dim,orde_um,array,nelem
*dim,elem_orde,array,nelem
*do,jj,1,nelem
    *VSCFUN,posi,LMAX,vm_um
    orde_um(jj)=vm_um(posi)
    elem_orde(jj)=vec_elem(posi)
    vm_um(posi)=-1
*enddo

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!load step dois!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!ordenar os vectores por ordem decrescente!!!!!!!!!!!!!!
*dim,orde_dois,array,nelem
*dim,elem_orted,array,nelem
*do,jj,1,nelem
*VSCFUN,posi,LMAX,vm_dois
orde_dois(jj)=vm_dois(posi)
elem_orted(jj)=vec_elem(posi)
vm_dois(posi)=-1
*enddo
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!load step tres!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!ordenar os vectores por ordem decrescente!!!!!!!!!!!!!!
*dim,orde_tres,array,nelem
*dim,elem_ordet,array,nelem
*do,jj,1,nelem
*VSCFUN,posi,LMAX,vm_tres
orde_tres(jj)=vm_tres(posi)
elem_ordet(jj)=vec_elem(posi)
vm_tres(posi)=-1
*enddo
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!escrever para notpad!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
*CREATE,ansuitmp
*CFOPEN,'tvmisses',' ',' '
*VWRITE,elem_orde(1),orde_um(1),'c',elem_orted(1),orde_dois(1),'c',elem_ordet(1),orde_tre(
1),
(9F9.0)
*CFCLOS
*END
/INPUT,ansuitmp
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!plot das tensoes no ansys!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!plot dos elementos!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
*VPLOT,,orde_dois,orde_tres,orde_um,, , , ,
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
/GROPT,fill,0

```


Anexo C: Método de cálculo das tensões para o BEAM188

De forma a compreender o método de cálculo das tensões, para ao caso da malhagem *beam*, é necessário proceder a um estudo acerca dos elementos deste tipo.

- **Descrição do elemento**

O elemento BEAM188 é baseado na teoria de Timoshenko, inclui os efeitos da deformação de corte, sendo por isso recomendado para a modelação de vigas moderadamente espessas.

Este modelo de Timoshenko corrige a teoria de vigas clássica, com os efeitos da deformação de corte de 1º ordem. Nesta teoria a secção transversal permanece plana e rodada em torno do eixo neutro como no modelo de Euler-Bernoulli, mas não permanece normal ao eixo longitudinal que contém a deformada da viga (ver figura 108). Esta rotação relativamente à normal ao eixo longitudinal da deformada, é produzido pelo corte transversal que é assumido ser constante em toda a secção transversal.

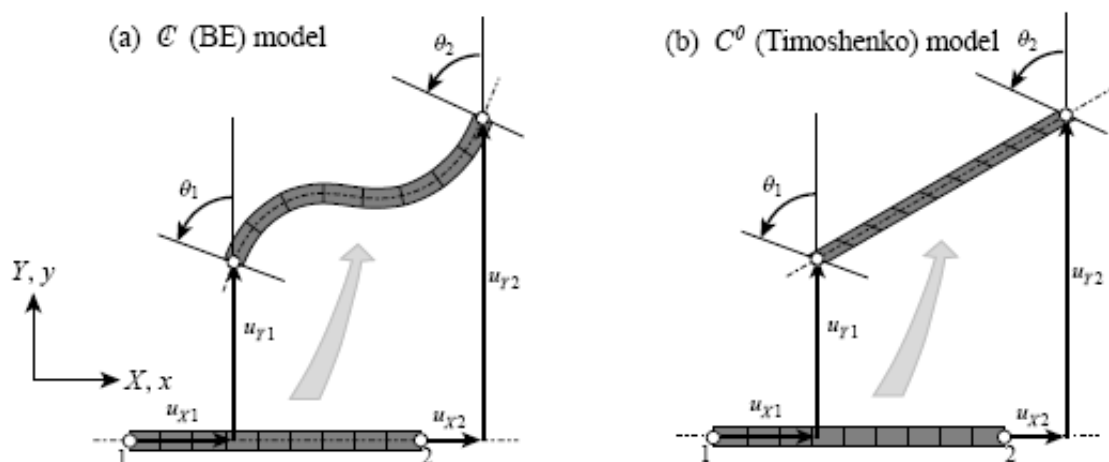


Fig.108-Elementos de viga de dois nós modelos a) Euler-Bernoulli b) Timoshenko [9]

A limitação da teoria de 1ª ordem prende-se com o facto de apenas vigas moderadamente espessas podem ser analisadas. O rácio de esbelteza de uma viga ($GAL^2/(EI)$) pode ser utilizado para julgar a aplicabilidade do elemento onde:

G – Módulo de rigidez

A – Área da secção transversal

L – Comprimento do elemento beam

EI – Rigidez à flexão

De seguida é apresentado um gráfico que permite estimar a deformação de corte numa viga encastrada sujeita a uma carga P . Comparando a deformada obtida para a teoria de Euler-Bernoulli e Timoshenko, figura 109.

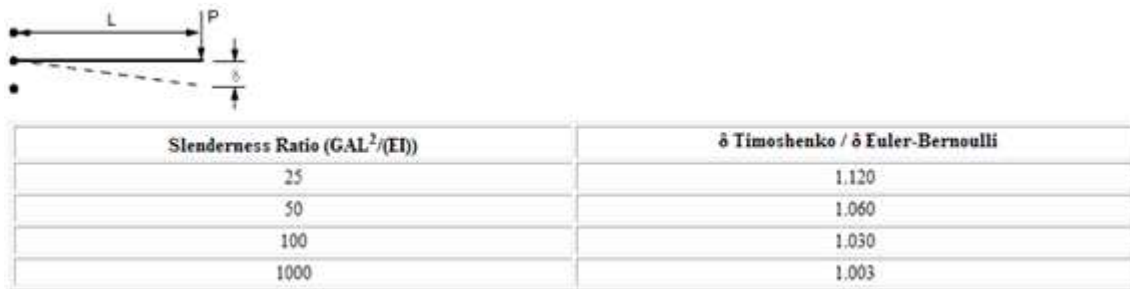


Fig.109 – Estima da deformação de corte transversa [6]

Recomenda-se então que para uma boa utilização deste elemento um rácio de esbelteza superior a 30.

Relativamente à geometria o elemento BEAM188, pode ter um comportamento linear (2-nós) ou um quadrático (3-nós), através da selecção da KEYOPT(3)=2 (opção recomendada) é adicionado automaticamente o nó interno e tem o comportamento do BEAM 189, as duas opções estão visíveis na figura 110.

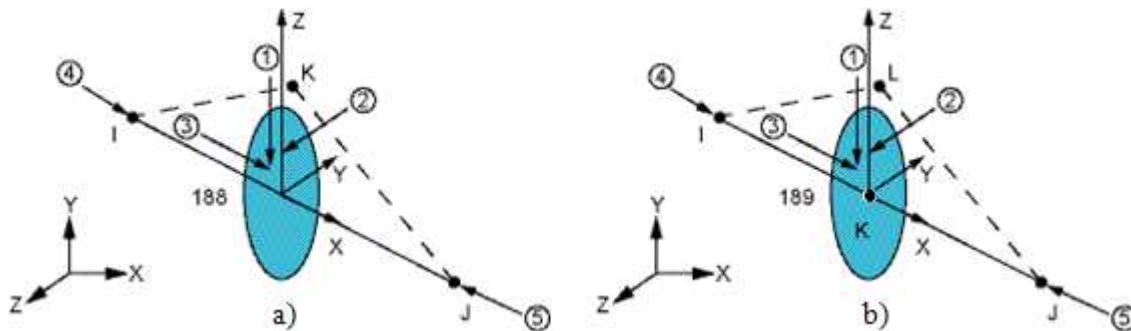


Fig.110-a) Comportamento linear b) Comportamento quadrático [6]

O comportamento quadrático é o que fornece melhores resultados sendo no entanto que para baixas deformações, ambas as opções traduzem resultados precisos.

- **Obtenção dos outputs**

Os *outputs* do elemento estão disponíveis nas “estações de integração” do elemento e nos pontos de integração das secções.

As “estações de integração (Pontos de Gauss) ao longo do comprimento do elemento são mostradas na figura 111.

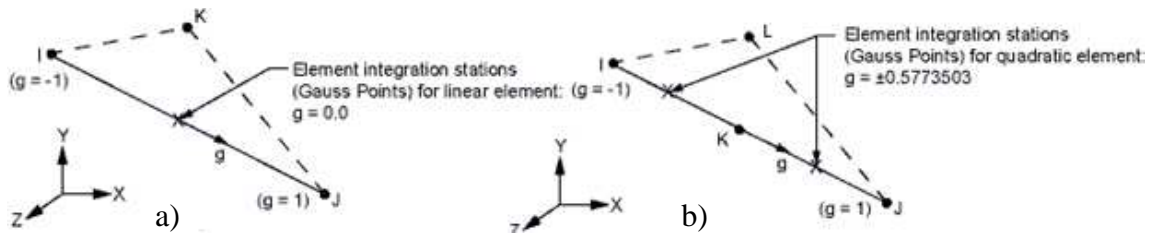


Fig.111-Estações de integração a) elemento linear 2-nós b) elemento quadrático 3-nós [6]

As denominadas estações de integração não são nada menos que pontos de integração, 3 no caso do elemento com comportamento linear e 4 pontos no caso do elemento quadrático. As deformações e forças, podem ser obtidas nessas “estações de integração”. O elemento contém opções que permitem extrapolar essas quantidades para os nós do elemento.

A nível das secções o elemento BEAM188, providencia opções de *output* nos pontos de integração das secções e ou nós da secção (ver figura 112).

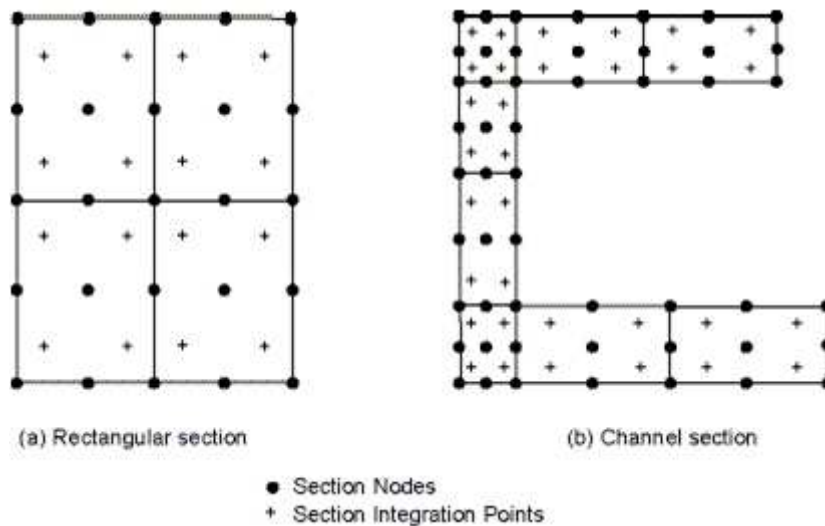


Fig.112-Células de integração das secções *beam* [6]

Anexo D: Resultados da passagem dos modelos para o Ansys

Neste anexo apresenta-se os resultados dos seis modelos de cálculo resgatados do StressLab para o Ansys, neles constam a distribuição da massa, as descargas por eixo, assim como as tensões de von Mises

Foram então passados os seguintes modelos:

- Interurbano

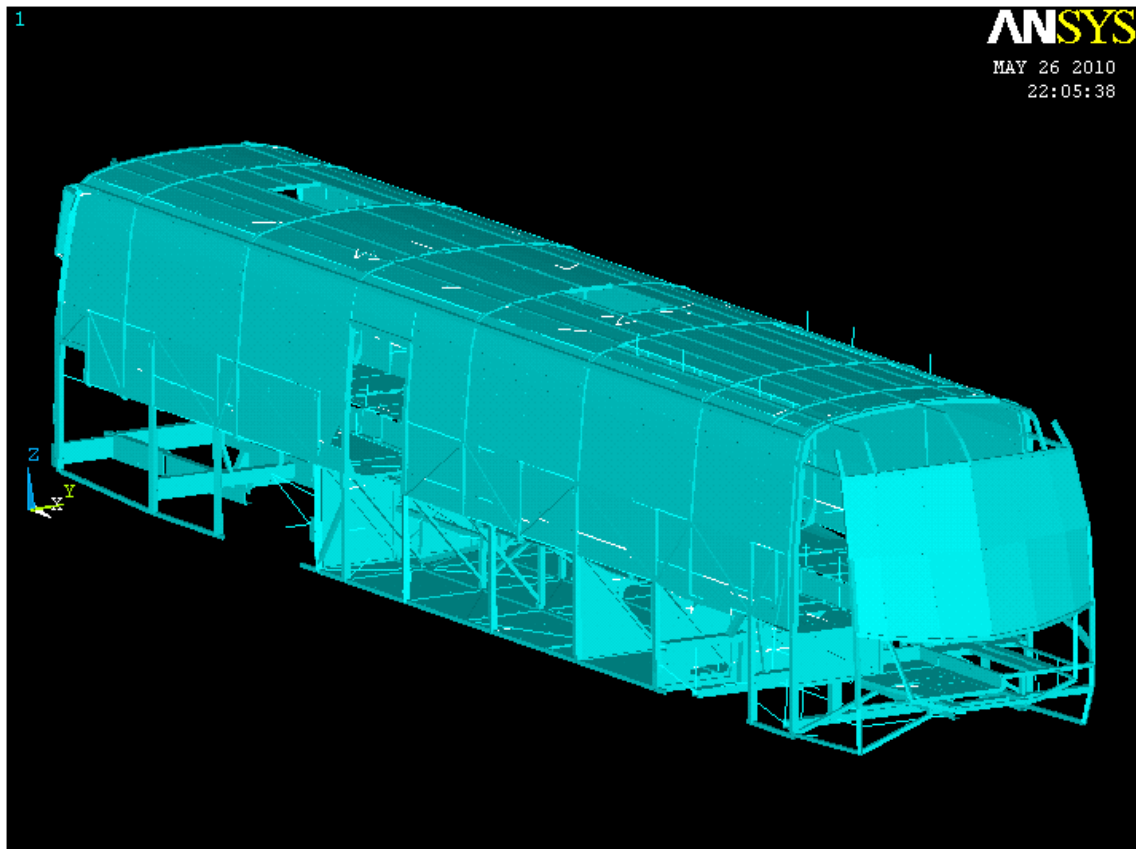


Fig.113 – Modelo Interurbano obtido no Ansys

Tabela 23-Distribuição de massa do interurbano

	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab
	PESO (Kg)		CGx(mm)		CGy(mm)		CGz(mm)		Nº Elementos	
G1	2120	2060	6714	6684	1283	1282	1519	1524	1952	1933
G2	10129	10049	5749	5781	1281	1281	920	924	2176	2195
G1+G2	12249	12110	5916	5935	1282	1282	1024	1026	4128	4128

Tabela 24- Descarga por eixo para a tara

		Peso Tara + Motorista							
				STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso (Kg)		
Traseiro	T.D.	56	4188	8444	4259	8587	71	143	
	T.E.	59	4256		4328		72		
Frente	F.D.	106	2408	4846	2427	4888	19	42	
	F.E.	109	2438		2461		23		
		TOTAL *	13290		13475		185		

Tabela 25-Descarga por eixo para o modelo de cálculo

Peso Tara + Motorista+ Passageiros sentados+Passageiros de pé+bagageira								
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso (Kg)	
Traseiro	T.D.	56	5954	12046	6019	72	65	144
	T.E.	59	6093		6172		79	
Frente	F.D.	106	3380	6807	3405	6850	25	43
	F.E.	109	3427		3444		17	
		TOTAL *	18853		19040		187	

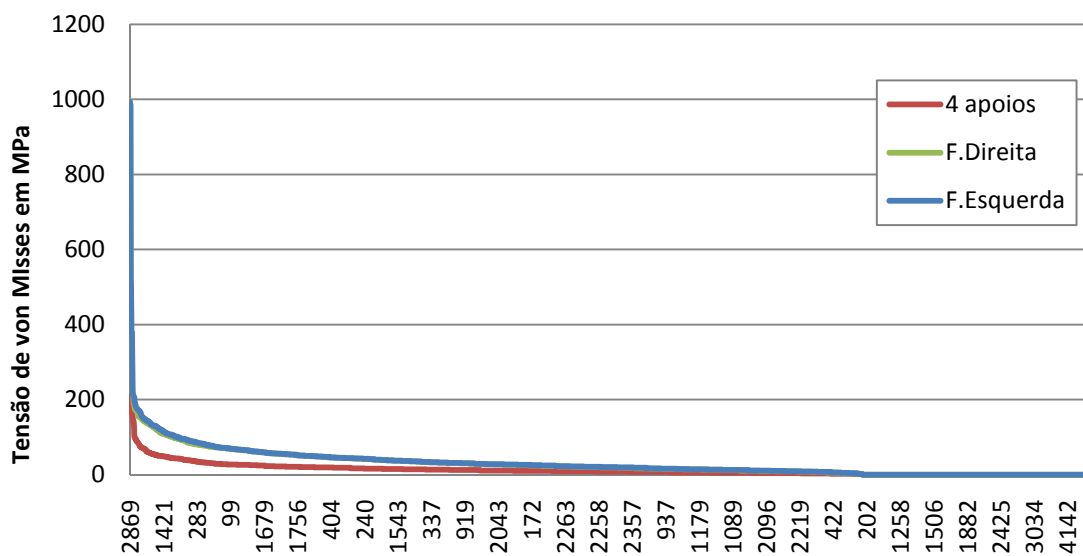


Fig.114-Tensão de von Mises para os 3 casos de carga

- Levante scania 3 Eixos

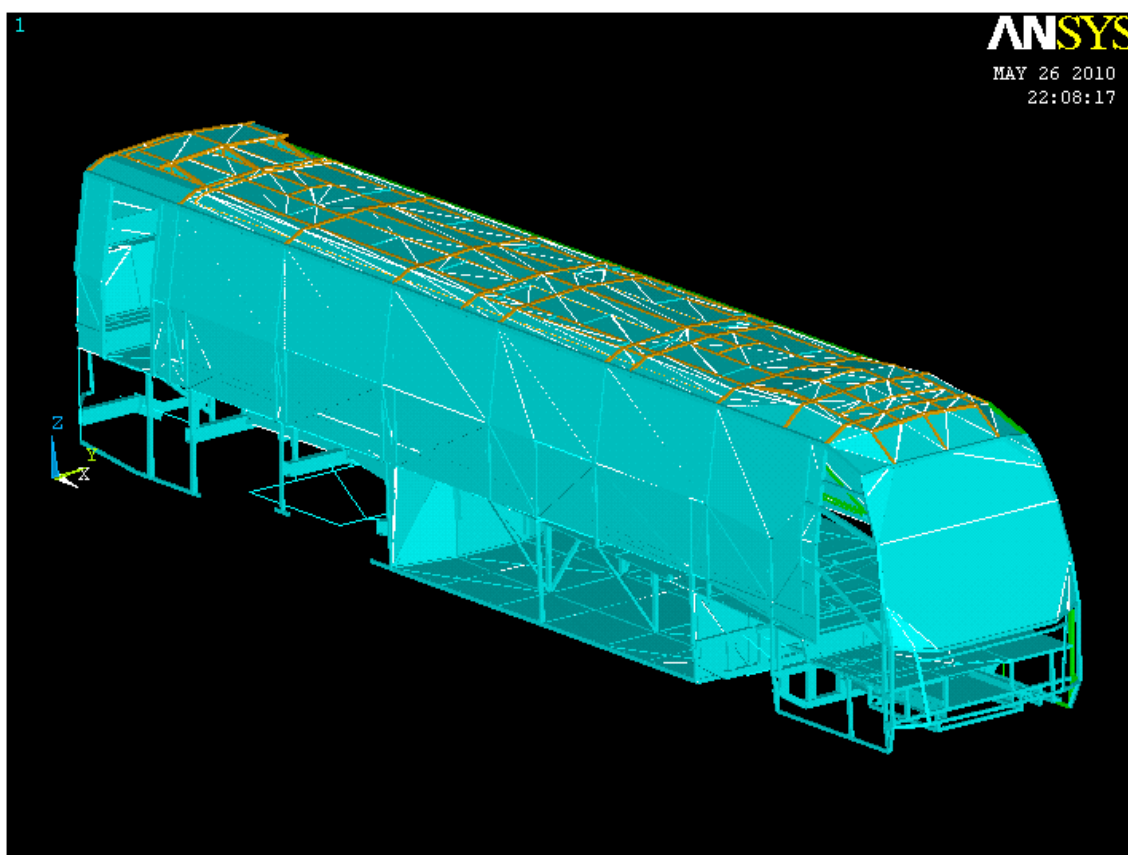


Fig.115- Modelo Levante 3 eixos obtido no Ansys

Tabela 26-Comparação da massa entre os diversos componentes

	Nº ELEMENTOS		MASSA(KG)		
COMPONENTE	ANSYS	STRESSLAB	ANSYS	STRESSLAB	DIF
FRENTE	38	38	43.6	41.7	1.8
TRASEIRA	64	64	70.0	68.4	1.6
PAINEL DIREITO	207	207	367.8	363.0	4.8
PAINEL ESQUERDO	214	214	362.0	359.0	3.0
TEJADILHO	319	319	228.0	221.0	7.0
ESTRADO	702	702	965.6	913.0	52.6
CHASSIS	149	149	6808	6863	-55
			8844.9	8829.1	15.8

Tabela 27- Distribuição da massa para o Levante 3 eixos

	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab
	PESO (Kg)		CGx(mm)		CGy(mm)		CGz(mm)		Nº Elementos	
G1	2037	1967.5	7327	7299.4	1266.2	1267.4	1685	1689.5	1544	1544
G2	11160	11108	6023	5947.9	1273	1273.7	1033	1028.9	1136	1136
G1+G2	13197	13076	6224	6151.3	1272.4	1272.7	1134	1128	2680	2680

Tabela 28-Descarga por eixo para a Tara

	Peso Tara (factor 1.89)							
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso(Kg)	
Traseiro	T.D.	125	2444	4729	2025	4943	419	-214
	T.E.	126	2285		2918		-633	
Frente	F.D.	1330	4984	10086	5499	10068	-515	18
	F.E.	1331	5102		4569		533	
		TOTAL *	14815		15011		-196	

Tabela 29-Descarga por eixo para o modelo de cálculo

	Peso Tara + Motorista+ Passageirossentados+Passageiros de pé (factor 1.89)							
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso(Kg)	
Traseiro	T.D.	125	3509	6864	2914	7078	595	-214
	T.E.	126	3355		4164		-809	
Frente	F.D.	1330	6712	13538	7403	13522	-691	16
	F.E.	1331	6826		6119		707	
		TOTAL *	20402		20600		-198	

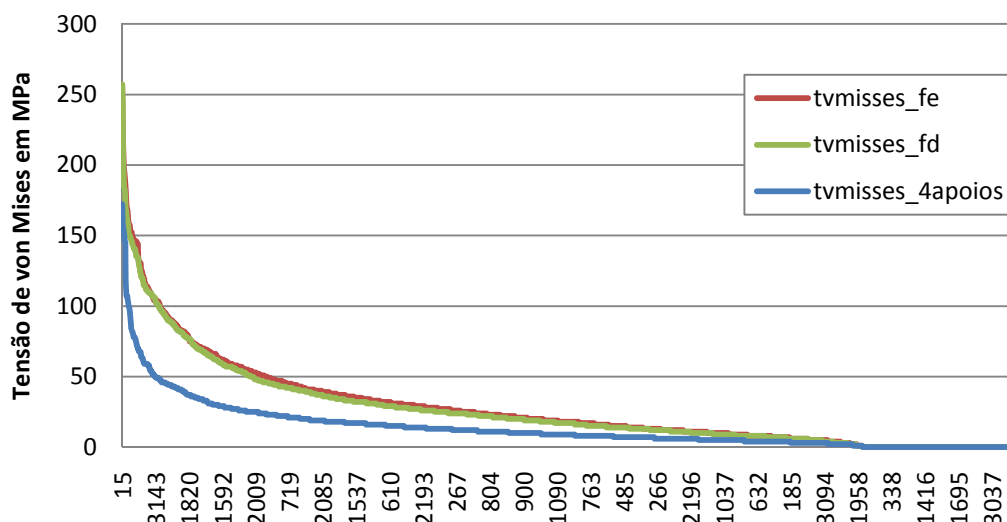


Fig.116-Tensões de von Mises para os três casos de carga

- City Gold Marrocos

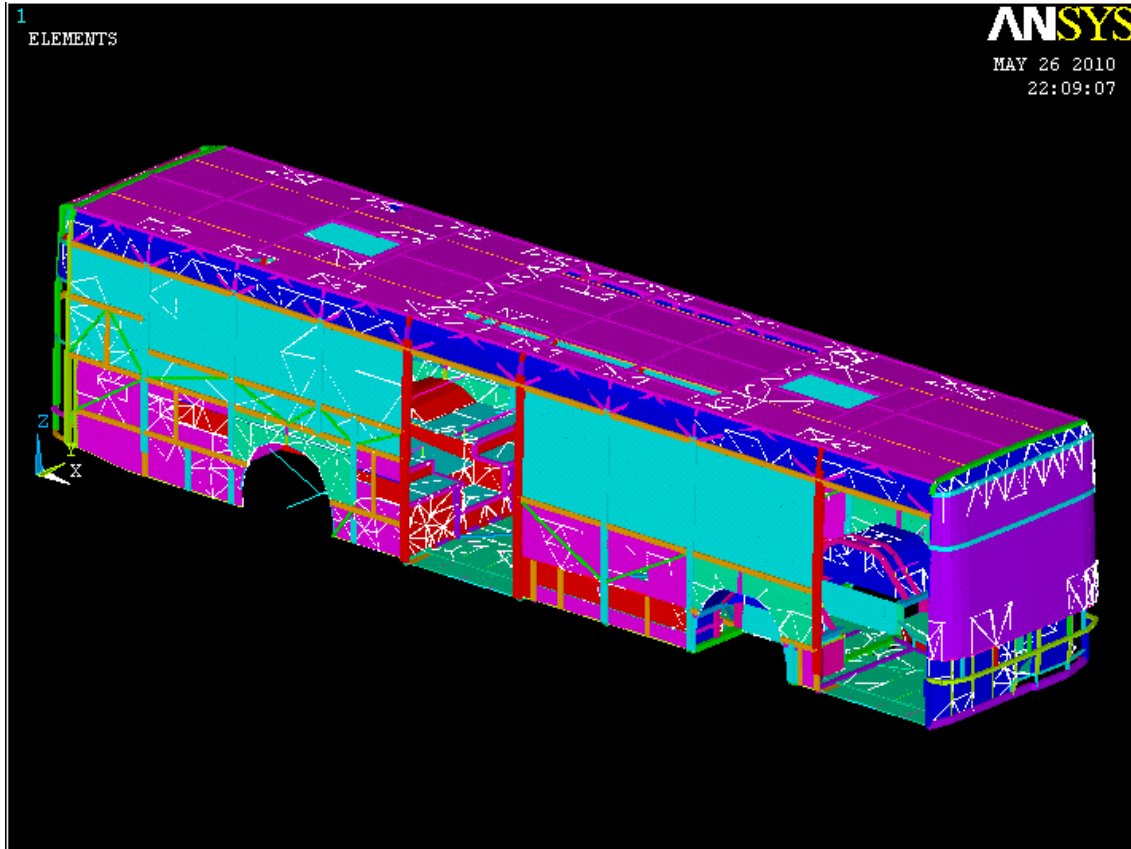


Fig.117- Modelo City Gold obtido no Ansys

Tabela 30-Comparação da massa entre os diversos componentes da estrutura

COMPONENTE	Nº ELEMENTOS			MASSA (KG)		
	ANSYS	STRESSLAB	DIF	ANSYS	STRESSLAB	DIF
FRENTE	137	137	0	80.3	79.5	0.8
TRASEIRA	124	124	0	87	85	2
PAINEL DIREITO	385	385	0	396.6	388.5	8.1
PAINEL ESQUERDO	438	438	0	421.8	413.4	8.4
TEJADILHO	534	534	0	614.7	598.5	16.2
ESTRADO	665	665	0	375	367	8
MODULO CHASSIS TRASEIRO	91	91	0	3833.9	3768.5	65.4
MODULO CHASSIS FRENTE	321	321	0	1851	1821.4	29.6
ALONGAMENTO CENTRAL	110	110	0	164.5	147.6	16.9
						155.4

Tabela 31 -Distribuição da massa dos dois conjuntos estruturais

	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab	Ansys	StressLab
	PESO (Kg)		CGx(mm)		CGy(mm)		CGz(mm)		Nº Elementos	
G1	1878	1824.7	5722	5728	1263	1263	1437.8	1443	2331	2331
G2	7960	7842.1	4848.7	4862	1267.5	1266	812	818	2949	2949
G1+G2	9838	9666.8	5015.4	5025	1266	1265.5	931.3	936	5280	5280

Tabela 32-Descarga por eixo para a tara

	Peso Tara (factor 1.773)							
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso(Kg)	
Traseiro	T.D.	604	3817	7491	3848	7658	32	167
	T.E.	607	3675		3810		135	
Frente	F.D.	723	1837	3579	1778	3633	-60	54
	F.E.	753	1741		1855		114	
		TOTAL *	11070		11290		221	

Tabela 33-Descarga por eixo para o modelo de cálculo

Tara+passageiros sentados+passageiros de pé (factor 1.773)								
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso(Kg)	
Traseiro	T.D.	604	5668	11395	5764	11564	95	169
	T.E.	607	5727		5801		74	
Frente	F.D.	723	3444	6543	3502	6599	58	56
	F.E.	753	3099		3097		-2	
		TOTAL *	17938		18163		225	

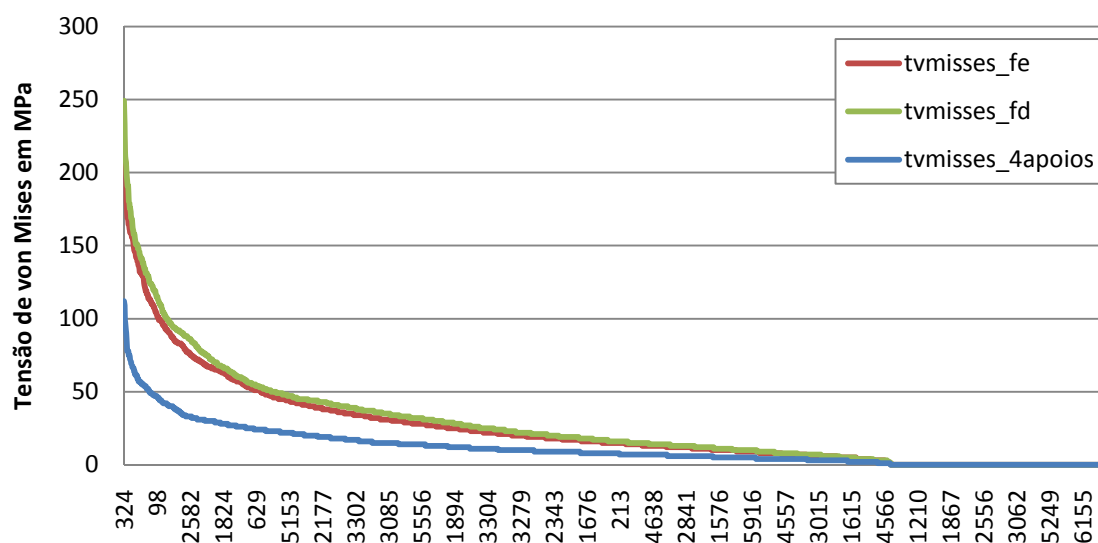


Fig.118-Tensões de von Mises para os três casos de carga

- Single Decker 10,5m

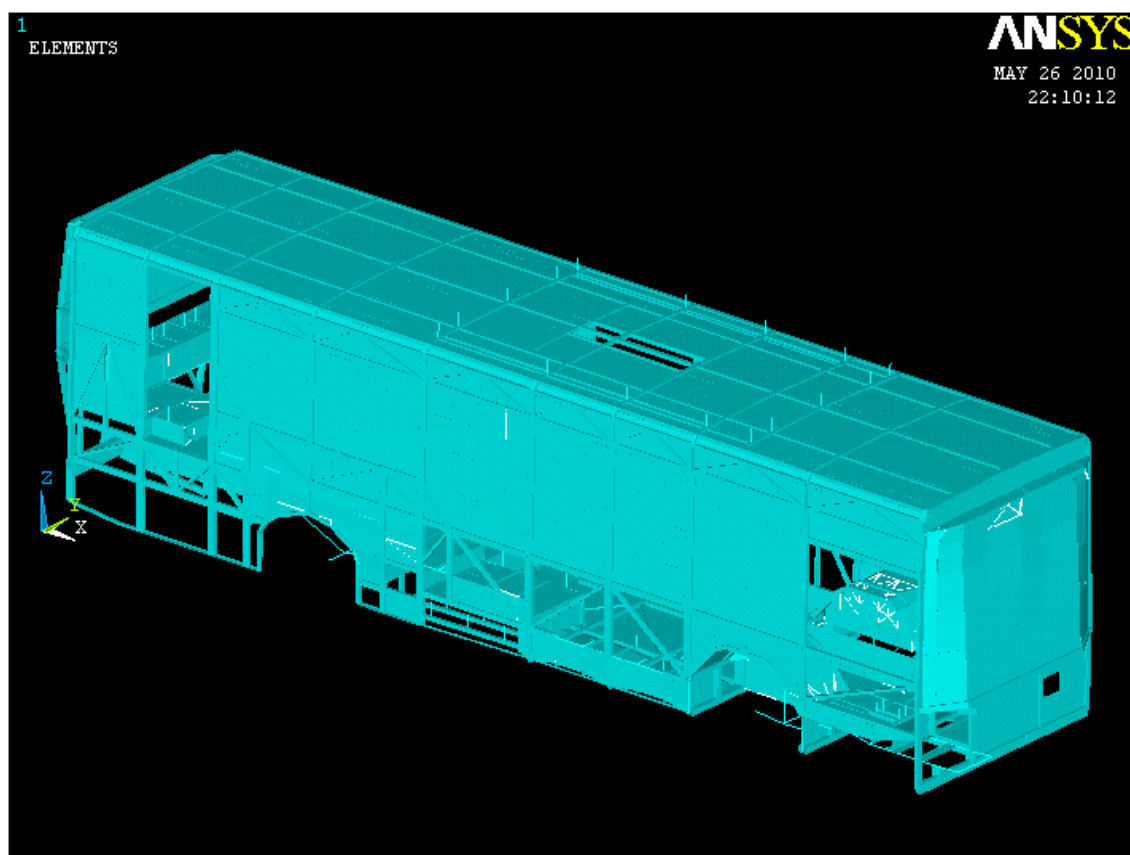


Fig.119-Modelo Single Decker 10,5m obtido no Ansys

Tabela 34-Distribuição da massa dos grupos estruturais

	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab	Ansyes	StressLab
	PESO (Kg)		CGx(mm)		CGy(mm)		CGz(mm)		Nº Elementos	
G1	1592	1549	4927	4927	1233	1233	1570	1571	1668	1669
G2	8247	8159	4474	4488	1229	1229	835	837	2055	2054
G1+G2	9839	9708	4548	4532	1230	1229	954	955	3723	3723

Tabela 35 – Descarga por eixo para a tara

	Peso Tara							
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso(Kg)	
Traseiro	T.D.	166	3833	7441	3962	7574	129	133
	T.E.	168	3608		3612		4	
Frente	F.D.	310	1698	3140	1660	3171	-38	31
	F.E.	314	1442		1511		69	
	TOTAL *		10581		10745		164	

Tabela 36-Descarga por eixo para o modelo de cálculo

Peso Tara+passageiros sentados+passageiros de pé								
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso(Kg)	
Traseiro	T.D.	166	5497	10935	5632	11071	135	136
	T.E.	168	5438		5439		1	
Frente	F.D.	310	2350	4543	2308	4574	-42	31
	F.E.	314	2193		2266		73	
		TOTAL *	15478		15645		167	

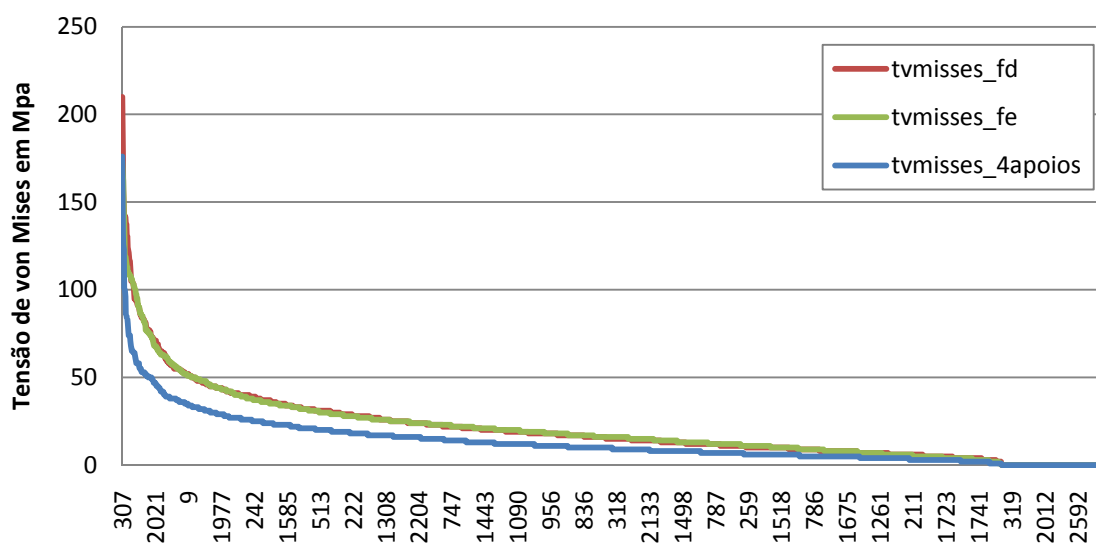


Fig.120-Tensões de von Mises para os três casos de carga

- Single Decker 12,5m

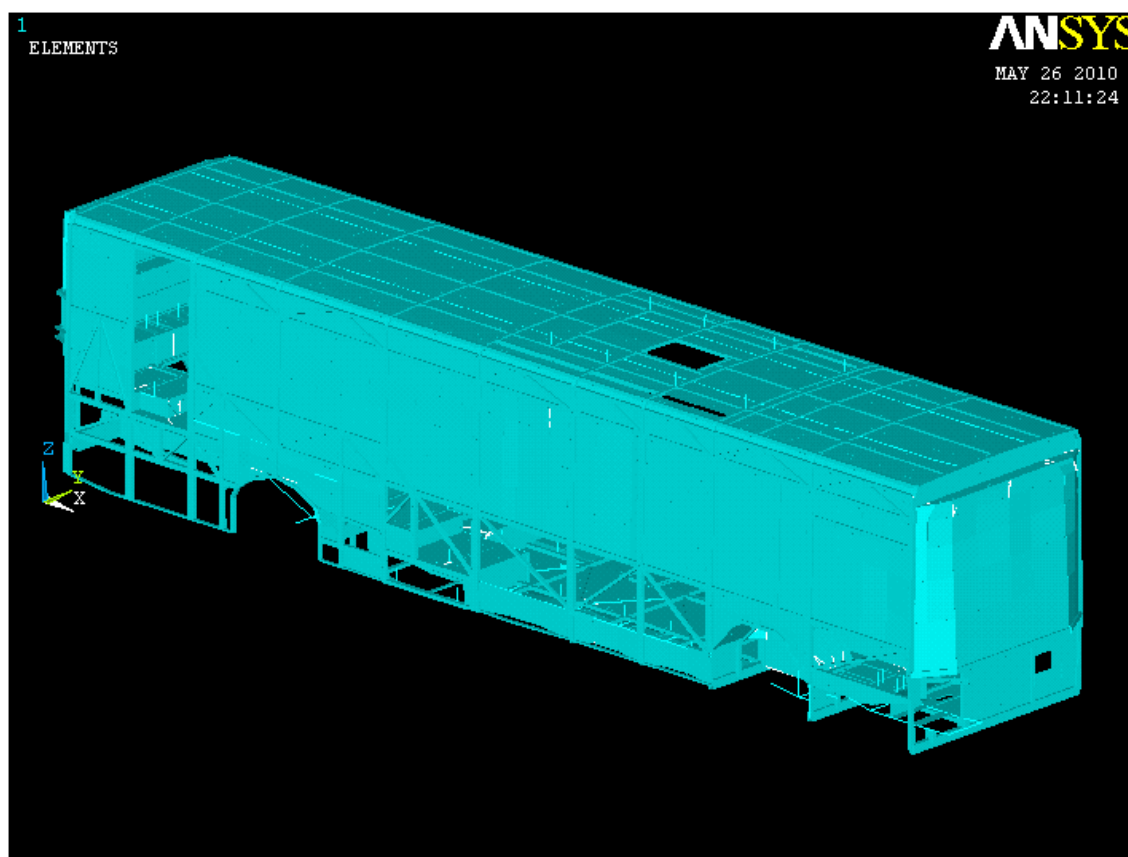


Fig.120-Modelo Single Decker 12,5 m

Tabela 36-Comparação de peso entre os componentes da estrutura

Componente	Ansys		Stresslab		Diferença
	Nº Elementos	Peso (Kg)	Nº Elementos	Peso (Kg)	Peso(kg)
Almof_Traseira	114	36.37	114	33.14	3.23
Along_Central	232	306.91	232	288.99	17.92
Estrado complementar	232	306.91	232	301.5	5.41
Frente	148	141.21	148	137.69	3.52
Traseira	87	111.8	87	109	2.8
Pan. Dir.	404	422.45	404	415.85	6.6
Pan. Esq.	335	423.49	335	411.98	11.51
Tejadilho	694	462.98	694	452.01	10.97
Total					61.96

Tabela 37-Distribuição da massa dos grupos estruturais

	Ansysis	StressLab	Ansysis	StressLab	Ansysis	StressLab	Ansysis	StressLab	Ansysis	StressLab
	PESO (Kg)		CGx(mm)		CGy(mm)		CGz(mm)		Nº Elementos	
G1	1946.8	1887	5585.7	5610	1249.3	1246	1582	1591	2031	2031
G2	8568	8477	5002	5020	1233	1233	843	845	2556	2556
G1+G2	10514.8	10364	5110	5127	1236	1235	980	981	4587	4587

Tabela 38-Descarga por eixo para o modelo de cálculo

Peso Tara+passageiros sentados+passageiros de pé								
			STRESSLAB		ANSYS		DIFERENÇA	
Eixo	Nós		Peso (Kg)		Peso (Kg)		Peso (Kg)	
Traseiro	T.D.	166	5751	11676	5899	11848	148	172
	T.E.	168	5925		5949		24	
Frente	F.D.	310	2965	5716	2960	5822	-5	106
	F.E.	314	2751		2862		111	
		TOTAL *	17392		17670		278	

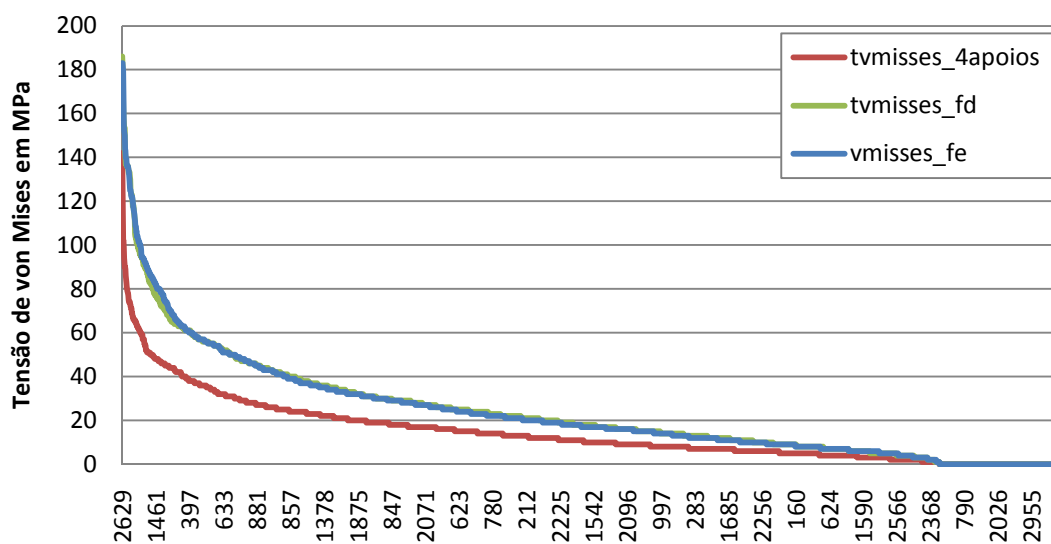


Fig.121-Tensões de von Mises para os três casos de carga

- Levante 2 Eixos

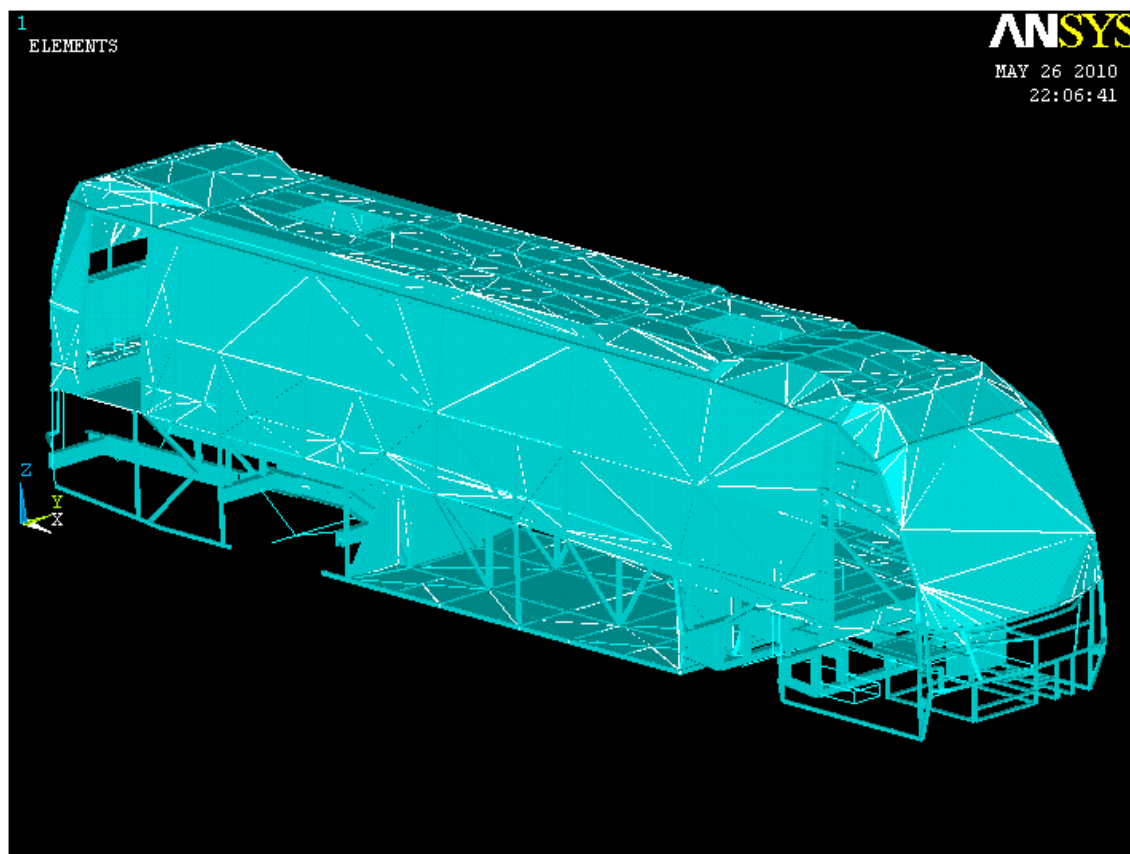


Fig.122-Modelo Levante 2 eixos obtido no Ansys

Tabela 39- Distribuição da massa dos grupos estruturais

	Ansys				
	PESO (Kg)	CGx(mm)	CGy(mm)	CGz(mm)	Nº Elementos
G1	1692.75	6017.68	1280.07	1905.38	1328
G2	9588.88	5393.68	1285.95	1023.23	1252
Tara(G1+G2)	11551.63	5499.70	1284.95	1173.12	2580

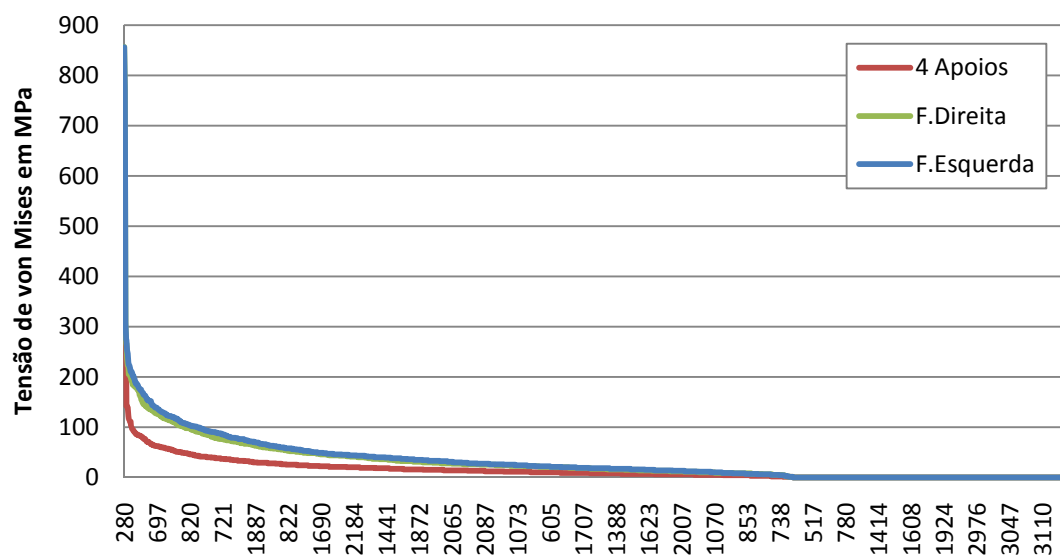


Fig.125-Tensões de von Mises para os três casos de carga